



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# **KONCEPČNÍ NÁVRH TERÉNNÍ BUGGY**

BUGGY CONCEPT DESIGN

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**VOJTĚCH RICHTER**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**ING. ONDŘEJ BLAŽÁK, PH.D.**

**BRNO 2019**

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Vojtěch Richter**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Koncepční návrh terénní buggy

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést koncepční návrh terénního vozidla (buggy) s motocyklovým motorem o objemu 600 ccm.

### Cíle bakalářské práce:

Navrhněte základní rozměry a rozmístění klíčových komponent vozidla.

Proveďte odhad hmotnostních parametrů vozidla. Těmto hmotnostním parametrům přiřadte vhodně dimenzované hnací ústrojí.

Proveďte koncepční návrh systému zavěšení, odpružení a tlumení.

Proveďte výpočet brzdového systému s ohledem na hmotnostní parametry a plánované využití vozidla.

### Seznam doporučené literatury:

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je sestavení návodu pro konstrukci terénní buggy. Jedná o rešerši použitých řešení, avšak nechybí zde ani výpočty klíčových komponent. Práce je rozdělena do pěti hlavních částí. V první části je provedena rešerše komponent závodního vozidla a jsou zde uvedeny některé vztahy pro výpočet důležitých parametrů. Dále se jedná o rozmístění a rozměry základních komponent a rámu. V tomto okruhu je také řešeno uložení motoru. Třetí okruh této práce je věnován výpočtu potřebné hnací síly vozidla a parametrů brzdového systému s ohledem na zvolené pohonné ústrojí. V závěru je rozebraná koncepce zavěšení, odpružení a tlumení s přihlédnutím na příznivou kinematiku systému.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Buggy, koncepce, jízdní odpory, brzdy, zavěšení, odpružení, tlumení, hnací ústrojí, hnací síla

## ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is to create instruction for the construction of a terrain buggy. It's research of used technology, but there are also key components calculation included. The thesis is divided into five parts. In the first part, there is a research of the components of the racing vehicle and there are some equations for calculation of important parameters. Furthermore, there is layout and dimension of main components and the frame. In this part is also solved storage of the engine in the frame. The third part is devoted to the calculation of the necessary driving force of the vehicle and the parameters of the braking system. The following section discusses the concept of suspension and damping with respect with favourable kinematics of the system.

## KEYWORDS

Buggy, concept, driving drag, brakes, suspension, damping, engine, driving force

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RICHTER, Vojtěch. *Koncepční návrh terénní buggy* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116348>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ondřej Blaťák.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2019

.....

Vojtěch Richter

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Ondřeji Blatňákovi Ph.D. za ochotu ujmout se mého vlastního zadání a být nápomocen při psaní. Dále chci poděkovat své přítelkyni Janě, která mě po celou dobu studia podporuje a v neposlední řadě své rodině, bez které bych teď zaručeně nepsal tyto řádky.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Rešerše komponent a výpočtových vztahů.....	10
1.1 Zavěšení kol .....	10
1.2 Druhy náprav .....	10
1.3 Odpružení.....	15
1.4 Tlumení .....	17
1.5 Brzdová soustava .....	17
1.6 Bezpečnostní rámy.....	18
1.7 Jízdní odpory.....	19
2 Základní rozměry a rozmístění komponent .....	22
2.1 Rozměry .....	22
2.2 Hmotnost.....	24
3 Návrh rámu vozidla .....	25
3.1 Použité nosníky.....	25
3.2 Konstrukční prvky rámu .....	26
4 Uložení motoru .....	27
5 Dimenzování hnacího ústrojí.....	28
5.1 Jízdní odpory.....	28
5.2 Potřebná hnací síla .....	34
6 Dimenzování brzdového systému.....	35
6.1 Určení obvodových sil na kolech.....	35
6.2 Určení zatížení na nápravy.....	36
6.3 Maximální brzdná síla .....	36
6.4 Rozdělení brzdných sil mezi přední a zadní nápravu .....	37
7 Návrh systému zavěšení, odpružení a tlumení .....	39
7.1 Přední náprava .....	39
7.2 Zadní náprava .....	42
Závěr.....	45
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	48
Seznam příloh.....	50



## ÚVOD

Motorsport je disciplína, které se lidstvo věnuje už od nepaměti. V době, kdy se konstruovaly první automobily už lidé přemýšleli nad závoděním. Vše začalo ve Francii roku 1894, kde se jel historicky první automobilový závod světa. Jelikož vůně benzínu a spálených gum přirozeně přitahuje mnoho jedinců lidské rasy, bylo rozhodnuto vytvořit návod pro konstrukci jednoduchého závodního vozidla, které svými komponenty klíčovými pro bezpečnost splňuje normy pro provoz na pozemních komunikacích, či normy pro závodění. Jedná se o koncepci uložení základních komponent, návrh dílčích součástí vozidla a výpočet některých důležitých prvků. Většina výpočtů a návrhů je zaměřena zejména na bezpečnost jezdce.

V rešeršní části bakalářské práce se čtenář seznámí s používanými koncepcemi zavěšení, odpružení a tlumení. Jsou zde rozebrány různé možnosti konstrukce této části vozidla. Rešerše se věnuje používaným koncepcím brzdového systému a některým vztahům pro výpočet hodnot důležitých pro dimenzování brzd. Dále se čtenář dozví informace o částech bezpečnostních rámu závodních vozidel. Závěr rešerše je věnován jízdním odporům, kde je vysvětleno, proč jednotlivé odpory vznikají a jak se dají určit výpočtem, nebo měřením.

Na začátku praktické části jsou dimenzovány základní rozměry vozidla, které jsou primárně voleny dle rozměrů použitých komponent a částí vozu. Podle těchto rozměrů a komponent je určena hmotnost celé soupravy. Následně je popsán návrh trubkového rámu, který je sestaven podle směrnic pro autokros a je v něm uloženo hnací ústrojí. Jak je zmíněno výše, práce se věnuje i výpočtu potřebné hnací síly, která se určuje z jízdních odporů. Další probírané téma je výpočet parametrů brzdového systému s přihlédnutím na zvolené hnací ústrojí.

Poslední část bakalářské práce se věnuje systému zavěšení, odpružení a tlumení, které je opět zvoleno pro co největší bezpečí jezdce, ale také pro jednoduché nastavování kinematiky a jízdních vlastností celého vozidla.

# 1 REŠERŠE KOMPONENT A VÝPOČTOVÝCH VZTAHŮ

## 1.1 ZAVĚŠENÍ KOL

Zavěšení kol umožňuje relativní pohyb kol vůči rámu, či konstrukci vozidla. Proto se označuje jako kinematické spojení kol a samotného rámu. Zavěšení tedy přenáší veškeré síly od vozovky do rámu, proto musí být odpruženo a tlumeno. [1]

Hlavní funkce zavěšení jsou:

- Poskytnout dostatečné vertikální vedení kol pohybující se po nepravidelném povrchu a chránit tak karoserii vozu před nerovnostmi tohoto povrchu
- Udržet kola ve správném úhlu vůči vozovce
- Reagovat na síly způsobené koly – podélné síly (akcelerace, brzdění), postranní síly (zatáčení), ale také kroutící moment způsobený brzděním či samotnou jízdou
- Udržet kontakt kol s vozovkou s co nejmenší změnou zatížení[2]

## 1.2 DRUHY NÁPRAV

- Tuhé nápravy
- Výkyvné nápravy

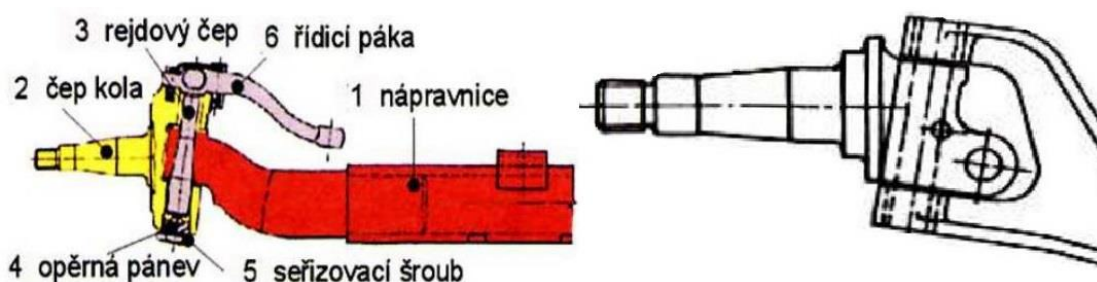
### 1.2.1 TUHÉ NÁPRAVY

V konstrukci tuhých náprav se objevují kola, která jsou pevně montována na tuhý nosník.

Každý pohyb jednoho kola je tedy přenášen na kolo druhé, což způsobuje, že obě kola se otáčí a naklání stejně. Není možná změna rozchodu. Tuhé nápravy však představují značně velkou neodpruženou hmotu a tím zhoršují jízdní vlastnosti vozidla. Většinou se užívají jako zadní náprava pro vozidla, u kterých je předpokládána velká zátěž na nápravu, například kamiony, nebo skříňové dodávky.[3]

#### Nápravnice

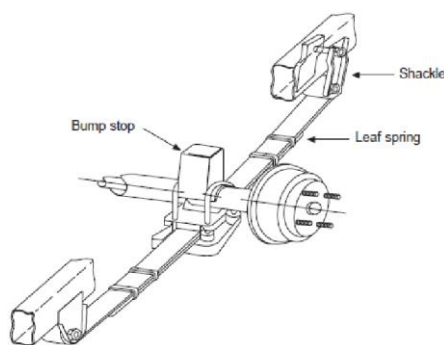
Náprava je tvořena profilovým nosníkem a slouží jako nosná. Avšak u vozidel s menší konstrukční rychlostí může být použita i jako řídicí (například traktor). Používají se dvě koncepce nápravnice, a to nerozvidlená a rozvidlená. [4] Nerozvidlená nápravnice má rozvidlený čep kola, který je spojen čepem s nápravnicí. Rozvidlená nápravnice má rozvidlenou právě nápravnici ve které je uložený čep kola.[1]



Obr. 1 – Nerozvidlená (vlevo) a rozvidlená nápravnice (vpravo) [1]

## NÁPRAVA HOTCHKISS

Nejznámější forma tuhé nápravy. Je uložena pomocí listových pružin, které zajišťují odpružení, ale i vymezení polohy nápravy. Pohon je zprostředkován hnacím hřídelem přes univerzální klouby, které jsou umístěny jak na převodovce, tak na nápravě. Tyto nápravy se dodnes používají v nákladních automobilech, ale i v osobních, kde se však nepoužívají listové pružiny. [2]

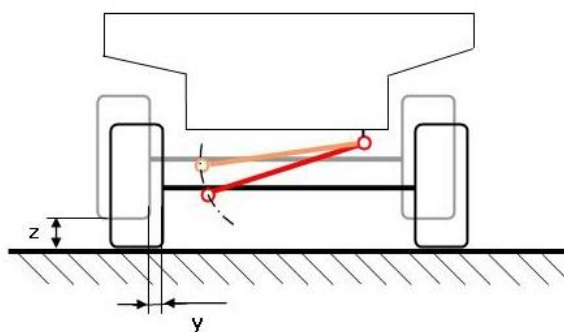


Obr. 2 - Náprava Hotchkiss [16]

## NÁPRAVA HOTCHKISS BEZ LISTOVÝCH PRUŽIN

Pokud je náprava odpružena pružinami (vinuté, pneumatické apod.), které nezaručují vedení nápravy, je nutností toto vedení nahradit vhodným mechanismem.

Obvyklý mechanismus pro přenos bočních sil mezi nápravou a rámem je Panhardská tyč. Tato tyč je většinou otočně připevněna jedním koncem k nápravě a druhým k rámu.

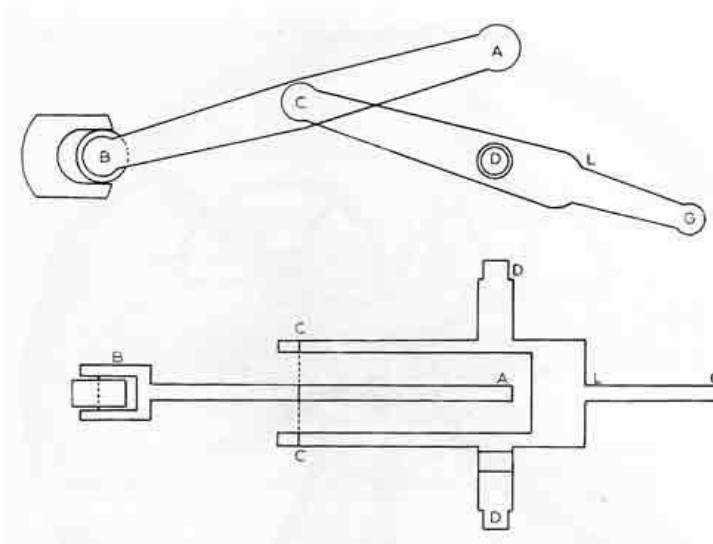


Obr. 3 - Panhardská tyč [17]

Při propuštění dochází k příčnému pohybu vozidla a nápravy, což může být značně nepříjemné. Proto existuje vylepšení Panhardské tyče zvané Scott-Russelův mechanismus.

Na tyč, která je upevněna k nápravě v bodě B a na rám v bodě A je připevněna další vzpěra v bodě C, která je spojena s nápravou v bodě D. U běžné Panhardské tyče se při propérování pohybuje bod bod A okolo bodu B po kružnici, čímž dochází k posunu nápravy a vozidla o určitou vzdálenost. U Scott-Russelova mechanismu se dostanou body B, C a D do jedné přímky. To znamená, že bod C se posune o stejnou vzdálenost jako bod B. To však znamená, že bod A se pohybuje pouze svisle a ke vzájemnému pohybu vozidla a nápravy nedojde.

Problémy mohou nastat v uchycení tyče v bodě B, kdy se nepoužije dostatečně kvalitní kovopryžové pouzdro-silentblok. V tomto případě otáčení nebude probíhat hladce a celý mechanismus nebude fungovat dobře. [1]

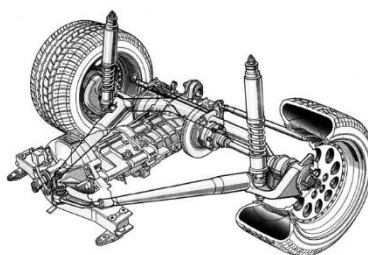


Obr. 4 - Scott-Russelův mechanismus [18]

### 1.2.2 NÁPRAVA DE-DION

Tato náprava se používá prakticky pouze jako hnací a představuje určitý kompromis mezi tuhou a výkyvnou nápravou, avšak je velmi málo používána.

Tato náprava se skládá z nosníku, který pevně spojuje obě kola a je příčně ustaven k rámu vozidla pomocí Panhardské tyče nebo Wattova přímovodu. Toto uchycení zamezuje bočnímu posuvu. Rozvodovka je pevně připojena k rámu, proto je součástí odpružených hmot. Uchycení rozvodovky přímo k rámu se snižuje hmotnost neodpružených hmot, což znamená zlepšení jízdních vlastností vozidla. I proto ji používala některá závodní vozidla. [1]



Obr. 5 - Náprava De-Dion [19]

### 1.2.3 VÝKYVNÉ NÁPRAVY

U výkyvných náprav je neodpružená hmota podstatně menší než u tuhých náprav. Kola jsou zavěšena samostatně pomocí polonáprav, mohou tedy propružit každé zvlášť.

## NÁPRAVY KYVADLOVÉ

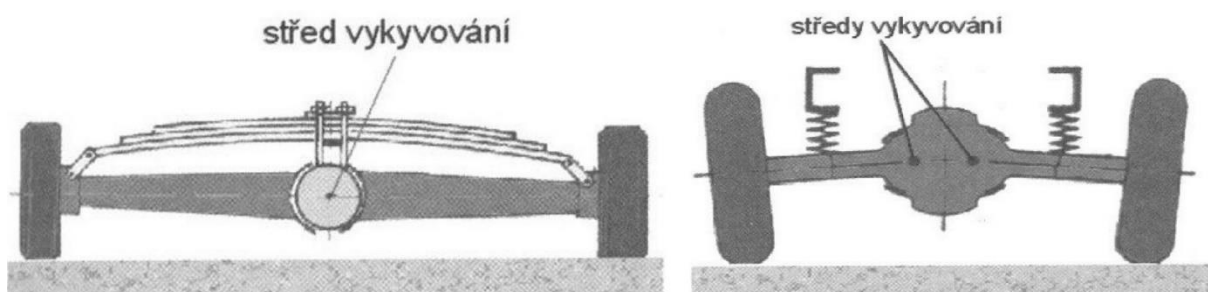
Patří ke starším řešením, má menší neodpruženou hmotu než tuhá náprava. U této nápravy dochází ke značným změnám odklonu kol, což může vést k přetáčivé nestabilitě. Dnes se tyto nápravy již nepoužívají.

### Náprava s jedním kloubem

Každé kolo je zavěšeno na samostatném rameni, avšak obě kola vykyvují kolem společného středu. Tato náprava není vhodná jako řídící, je však používána jako hnací.

### Náprava se dvěma klouby (zkrácená)

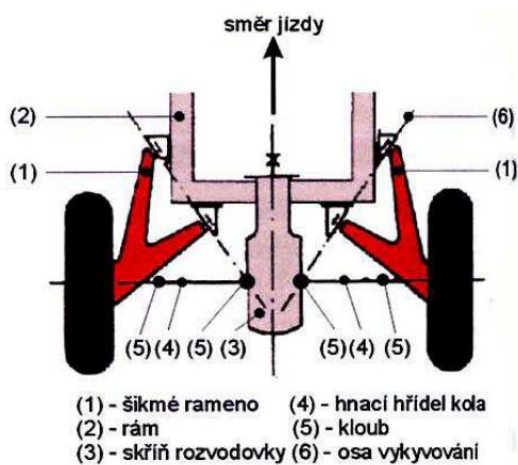
Vzhledem k vlastnostem je tato náprava podobná nápravě s jedním kloubem, avšak z hlediska kinematiky je na tom ještě o něco hůř.



Obr. 6 – Náprava s jedním kloubem (vlevo) a se dvěma klouby (vpravo) [20]

## NÁPRAVA ÚHLOVÁ

Kola jsou uchycena na dvou rozvidlených úhlových ramenech a osa kývání nápravy svírá s podélnou i příčnou osou nápravy určitý úhel. Tato náprava má podobné vlastnosti jako kyvadlové nápravy, i když z kinematického hlediska je o něco vhodnější. Nepoužívá se jako řídící náprava. Nejčastěji se používá jako zadní poháněná. [1]



Obr. 7 – Úhlová náprava [1]

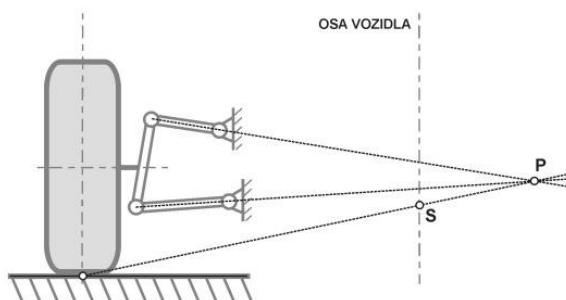
## NÁPRAVA LICHOBĚŽNÍKOVÁ

Tuto nápravu tvoří na každé straně dvě trojúhelníková ramena, která jsou umístěná nad sebou. Spodní rameno je oproti tomu hornímu delší. V případě pohledu z čela tvoří dvojice ramen na každé straně lichoběžník, proto se tato náprava nazývá lichoběžníková.

Každé rameno je na vnitřní straně uloženo ve dvou bodech do karoserie nebo rámu vozidla. Na vnější straně těchto ramen je uložena těhlice, která umožňuje uchycení kola. U předních náprav musí být těhlice uložena nejen výkyvně, ale i otočně kvůli zatáčení vozidla.

K nevýhodám této nápravy patří změna odklonu, rozchodu a sbíhavosti kol při propuštění. Tato nevýhoda se však dá eliminovat vhodnou délkou a umístěním ramen.

Výhodou lichoběžníkové nápravy je její jednoduchost. Uchycení ramen i těhlic je z konstrukčního pohledu snadné. Při správném nastavení geometrie umožňuje tato náprava dobré jízdní vlastnosti.[3]



Obr. 8 – Lichoběžníková náprava [21]

## NÁPRAVA MCPHERSON

Tato náprava je odvozena od lichoběžníkové nápravy, kdy došlo k nahrazení horního ramene posuvným vedením. Toto posuvné vedení je realizováno tlumičem pérování. Na tlumič jsou kladené vysoké nároky, protože plní i nosnou funkci. Musí být tedy pevnější a tužší.

Nevýhoda této nápravy je zásadně se měnící odklon kola při propérování. Může se objevit také kmitání kola způsobené gyroskopickým momentem. Podobně jako u lichoběžníkové nápravy se dá tento problém minimalizovat správnou geometrií nápravy.

Hlavní výhoda nápravy McPherson je její jednoduchost, ale hlavně konstrukční řešení horní části nápravy, které umožňuje získat více místa pro hnací ústrojí, karoserii, nebo další prvky vozidla. [3]

## NÁPRAVA KLIKOVÁ

Kliková náprava patří ke konstrukčně nejjednodušším nápravám. Používá se převážně pro zadní nápravy. Skládá se z podélných ramen, které vykyvují podél příčné osy. Ramena jsou uložena v ložiscích přímo do karoserie, nebo do rámu vozidla. Na koncích ramen jsou těhlice

umožňující připojení kol. Nad těhlicemi jsou do karoserie nebo rámu uloženy tlumiče, které jsou na druhé straně přimontovány k samotné těhlici.

Příčná osa výkyvu neumožňuje odklon kola vůči karoserii, avšak při průjezdu zatáčkou se mění odklon kola vůči vozovce. V dnešní době se jsou ramena spojena torzním stabilizátorem, který zajišťuje větší tuhost nápravy a tím způsobený menší náklon při průjezdu zatáčkou. [1]

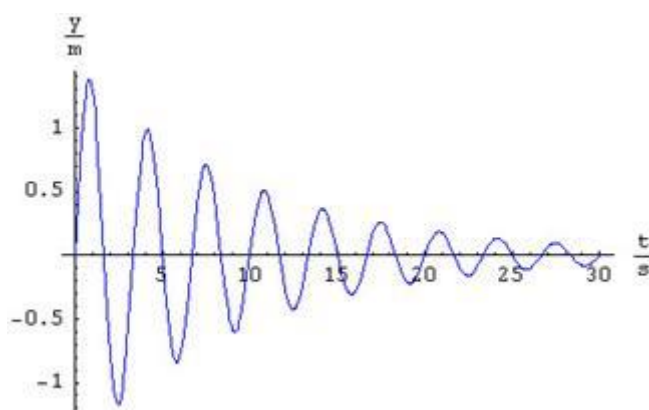
## NÁPRAVA VÍCEPRVKOVÁ

Tato náprava vznikla přestavbou lichoběžníkové nápravy. Jedná se o konstrukčně nejsložitější nápravu. Víceprvková náprava používá několik na sobě nezávislých ramen, které každé koná svoji přesně danou funkci. To je zajištěno přesnou kinematickou polohou a konstrukcí každého z ramene. Konstrukčně je náprava provedena tak, aby ramena byla namáhána pouze na tah-tlak. Víceprvkové nápravy používají vozy vyšších tříd, má totiž nejlepší vlastnosti ze všech zmíněných. [3]

### 1.3 ODPRUŽENÍ

Odpružení vozidla má za úkol zmírnit rázy způsobené nerovnoměrnostmi vozovky a taky pohltit síly od těchto rázů. Tím se sníží zatížení rámu a pohodlí posádky. Další úloha odpružení je udržet kola ve stálém styku s vozovkou a tím zamezení případných rázů po dopadu vozidla zpět na cestu. Odpružení také zmírňuje opotřebení některých částí vozidla.

#### 1.3.1 KMITÁNÍ



Obr. 9 - Tlumené kmitání [5]

K odpružení se přímo váže pojem kmitání a vlastní frekvence kmitů. [4] Ke kmitání dochází při přejezdu vozidla přes výmol (nerovnost). [1] Pokud by na vozidle byly nainstalovány pouze pružiny, došlo by k netlumenému kmitání, které by mohlo mít frekvenci blízkou vlastní frekvenci kmitání systému, což by zapříčinilo kolaps tohoto systému. Proto se přidávají k pružinám tlumiče, čímž se dosáhne tlumeného kmitání, (Obr. 9) pro které platí, že v čase se výchylka kmitů zmenšuje. [5]

Vlastní frekvenci netlumených kmitů určuje rovnice:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (1)$$

kde  $c$  je konstanta pružení (tuhost) a  $m$  hmotnost systému. Tato konstanta závisí na zvoleném typu pružiny, na materiálu a také průřezu pružiny. Pružiny volíme vždy tak, aby se jejich vlastní frekvence neblížila frekvenci kmitání celého systému.[4]

### 1.3.2 LISTOVÉ PRUŽINY

Listové pružiny jsou většinou uloženy rovnoběžně s podélnou rovinou vozidla. Vzájemné spojení listů pružiny je zajištěno sponami a třmeny a je uloženo tak, aby při propnutí mohlo dojít ke změně délky pera. Ze stejného důvodu musí být jeden konec hlavního listu uchycen na rám pohyblivě, aby umožnil jeho pohyb. Děje se tak uložení přes patku, třmen, apod.[1]

Listové pružiny jsou náročné na konstrukci, kladou zvýšené nároky na údržbu. Jsou značně hmotné a rozměrné. Výhoda listových per je ta, že dokáží vést nápravu, takže není potřeba řešit další vedení.[1]

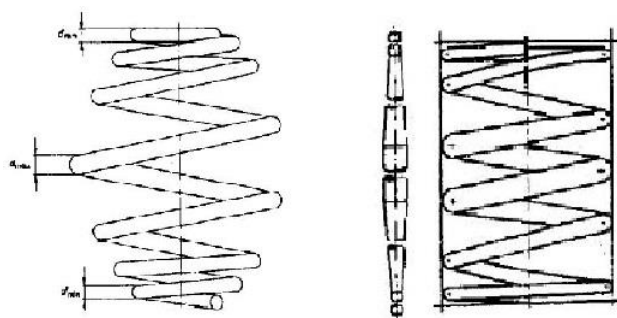
### 1.3.3 VINUTÉ PRUŽINY

Tyto pružiny se používají zejména u osobních automobilů, nebo lehkých nákladních. Mezi výhody patří malá hmotnost, jednoduché uložení, žádná údržba. Naopak nevýhoda je ta, že neposkytují vedení nápravy. [4]

Konstrukční řešení pružiny vyplývá z navinutí drátu určitého průřezu a následného broušení dosedacích ploch pružin kolmo k jejich ose. Vinuté pružiny smějí být zatíženy pouze ve směru jejich osy, proto se brousí jejich dosedací plochy. [1]

Pro větší pohodlí posádky a jízdní bezpečnost je třeba hodnotu vlastní netlumené frekvence nástavby nízkou a konstantní, při větším zatížení systému je potřeba vysoká a konstantní. Tohoto lze dosáhnout pokud systém pružin a pneumatik bude mít progresivní průběh.[6]

Progresivity vinutých pružin lze dosáhnout několika způsoby. Na obrázku (Obr.10) je naznačena vinutá pružina s proměnlivým stoupáním a průměrem drátu.



Obr. 10 - Vinutá pružina s proměnlivým průměrem (vlevo) a stoupáním (vpravo) [4]

- Proměnlivé stoupání závitů – pružina má buď dvě, nebo tři části s proměnným stoupáním, na krajích je stoupání větší a ve středu menší.[4] Když dojde k propnutí, při větším zatížení se závity s menším stoupáním dotknou, čímž se zmenší činný počet závitů a pružina se stane tužší.[1]



- Proměnlivý průměr drátu pružiny – průměr drátu se od středu ke kraji pružiny zmenšuje. Výroba těchto pružin je velmi náročná, jelikož vyžaduje kuželové broušení. Když dojde k propružení při větším zatížení, závity s menším průměrem drátu se dotknou a pružina se stane tužší.[4]
- Proměnlivý průměr drátu v kombinaci s proměnlivým stoupáním pružiny.[4]

## 1.4 TLUMENÍ

Tlumiče mají za úkol tlumit vlastní kmity pružiny, které vznikají při přejezdu vozidla po výmolech (nerovnostech) a zabránit tímto rozkmitání celého systému.[1] Zajišťují tedy bezpečnost jízdy a jízdní pohodlí.[4]

Tlumiče má ve vozidle tedy funkci tlumení jak nárazů, tak kmitů. Děje se tomu odebráním mechanické energie a přeměnou této energie na teplo. Většinou je toho docíleno hydraulickým odporem při průtoku soustavou.[4]

V současnosti se používají dva druhy teleskopických tlumičů:

- Dvouplášťový tlumič
- Jednoplášťový tlumič[4]

## 1.5 BRZDOVÁ SOUSTAVA

Funkce a požadavky na brzdové soustavy:

- Zastavit vozidlo na co možná nejkratší dráze
- Zachovat stabilitu vozidla při brždění
- Funkčnost i při opakovaném použití[7]
- Regulovatelnost brzdné síly
- Zajistit vozidlo proti pohybu[1]

### 1.5.1 BUBNOVÉ BRZDY

Součástí bubnové brzdy je otáčející se buben, jehož vnitřní povrch tvoří třecí plochu. Další částí jsou čelisti, které jsou umístěné uvnitř bubnu a v případě brždění tlačí na třecí plochu bubnu. Radiální přitlačení čelistí je zajištěno ovládacím zařízením. Zpětný pohyb čelistí zabezpečují vratné pružiny. [4]

### 1.5.2 KOTOUČOVÉ BRZDY

Součástí kotoučových brzd je kotouč, přitlačné pístky a brzdové desky. Při brždění jsou brzdové desky přitlačovány na třecí povrch kotoučů a tím dochází ke zpomalování vozidla. [4]

### 1.5.3 VZORCE PRO VÝPOČET BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Předpis EHK č.13-H udává, že brzdná dráha při nouzovém brždění nesmí přesáhnout hodnotu[8]

$$s = 0,1 * v_0 + 0,0067 * v_0^2 \quad (2)$$

Dále je potřeba určit zrychlení, kterým bude vozidlo zpomalovat podle výše zmiňovaného předpisu pro motorová vozidla. Nejprve je potřeba rozepsat rovnici (2)

$$s = s_1 + s_2 \quad (3)$$

$$s_1 = t_1 + \frac{v_0}{3,6} \quad (4)$$

Kde čas  $t_1$  je součet času náběhu a času prodlevy a  $v_0$  je počáteční rychlost v km/h

$$s_2 = \frac{v_0^2}{2 * a * 3,6^2} \quad (5)$$

Kde  $a$  je plné brzdné zpomalení (hodnota zrychlení) v  $m/s^2$

Pokud je známo plné brzdné zpomalení, je třeba si zavést hodnotu poměrného zpomalení z důvodu záporného zrychlení při brzdění. Poměrné zpomalení je poměr záporného zrychlení k tíhovému zrychlení. Vypočítá se podle vzorce:

$$z = -\frac{a}{g} \quad (6)$$

Vodorovné síly na kole, tzn. reakce mezi koly a vozovkou se označují jako brzdné síly. Tyto síly se vypočítají jako součin tíhy vozidla a poměrného zpomalení.

$$B = G * z \quad (7)$$

Ideální brzdné síly jsou maximální přenositelné síly na nápravách. Vypočítají se podle vztahu:

$$B_{id} = \mu * Z_p \quad (8)$$

Kde  $\mu$  je koeficient přilnavosti vozovky a  $Z_p$  jsou brzdné síly určené z momentové rovnice[6]

Rozdělení brzdných sil mezi nápravy se provádí pomocí diagramu rozdělení brzdných sil podle polohy těžiště a koeficientu přilnavosti. Podle vzorců z Fundamentals of vehicle dynamics se určí sklon přímek pro přední a zadní nápravu. Průsečík určuje nejideálnější rozložení brzdných účinků. [2]

## 1.6 BEZPEČNOSTNÍ RÁMY

### 1.6.1 ČÁSTI BEZPEČNOSTNÍ RÁMŮ

- **Ochranná konstrukce**  
Struktura skládající se z trubek k sobě svařených, či jinak připevněných instalovaná v prostoru pro posádku, jejíž funkcí je omezit deformaci skeletu v případě nehody
- **Oblouk**  
Struktura z trubek tvořící oblouk
- **Hlavní oblouk**  
Jedná se o příčný oblouk, konstrukce z trubek, jehož sklon s vertikálou je maximálně +/- 10°, který je umístěný napříč vozidlem za předními sedadly.
- **Přední oblouk**  
Oblouk, jehož tvar kopíruje tvar předního skla
- **Boční oblouk**

Je to téměř podélný a svislý oblouk, který je umístěn jak z pravé, tak z levé strany vozidla, jeho přední sloupek kopíruje boční sloupek předního oblouku a zadní sloupek je blízko předních sedadel, ale za nimi. Zadní sloupek musí být při pohledu z boku přímý.

- **Boční půloblouk**  
Boční oblouk bez zadního sloupku
- **Podélná vzpěra**  
Podélná jednodílná vzpěra spojující přední a hlavní oblouk
- **Příčná vzpěra**  
Příčná jednodílná vzpěra spojující boční půloblouky nebo oblouky
- **Diagonální vzpěra**  
Diagonální trubka, která spojuje horní roh hlavního oblouku, nebo jeden z krajů příčné vzpěry s dolním nosníkem.[9]

## 1.7 JÍZDNÍ ODPORY

Jsou to síly, které mají působíště proti pohybu vozidla. Existuje několik jízdních odporů:

- Odpor valivý
- Odpor aerodynamický
- Odpor stoupání
- Odpor zrychlení
- Odpor přívěsu[6]

### 1.7.1 VALIVÝ ODPOR

Tento odpor vzniká ze vzájemného styku pneumatiky s vozovkou.[6] Při malé rychlosti má tento odpor dokonce největší hodnotu ze všech odporů působících na vozidlo. Vzdušný odpor má stejnou hodnotu jako valivý při rychlostech až kolem 80 km/h. Vlivem tření mezi pneumatikou a vozovkou navíc vzniká teplo, ve které se mění velká část výkonu přenášeného na kola. S rostoucí teplotou pneumatiky klesají jak abrazivní odpor, tak pevnost v ohybu pneumatiky. To znamená, že teplota se může stát limitujícím faktorem. [2]

Vlivem tepelných ztrát v pneumatice jsou síly potřebné pro stlačení pneumatiky větší než síly působící od pneumatiky na vozovku při navracení do kruhového tvaru. Proto je výslednice všech působících sil  $Z_k$  na pneumatiku předsunuta před svislou osu kola o hodnotu  $e$ . Toto zapříčiní vznik silové dvojice, která působí proti směru otáčení kola. Pokud posuneme výslednici působících sil zpět do osy kola, musí vzniknout vodorovná síla  $O_{fk}$ , která směřuje proti pohybu kola = valivý odpor.[6]

Platí tedy:

$$M_{fk} = O_{fk}r_d = Z_k e \quad (9)$$

Valivý odpor kola:

$$O_{fk} = Z_k \frac{r_d}{e} = Z_k f_k \quad (10)$$

Kde  $f_k$  je součinitel valivého odporu kola, který závisí především na povrchu vozovky, vlivu deformace a rychlosti kola. Deformace pak přímo závisí na huštění kola. Čím nižší tlak v pneumatice, tím větší deformace a větší valivý odpor.

Celkový valivý odpor kola je součtem valivých odporů jednotlivých kol. Výslednice působících sil je rovna složce tíhy vozidla do směru kolmého k vozovce. Bude tedy platit:

$$O_f = fG \quad (11)$$

[6]

### 1.7.2 AERODYNAMICKÝ ODPOR

Při jízdě proudí část vzduchu nad a kolem karoserie, ale část vzduchu se musí také protlačit mezi podvozkem a vozovkou. Za vozidlem se následně proudnice neuzavírají, ale vytváří proudění, což způsobuje vznik vzdušného odporu.[6]

Aerodynamický odpor se určí z obvyklého aerodynamického vztahu podle Bernoulliho rovnice

$$O_v = c_x \frac{\rho}{2} S_x v_r^2 \quad (12)$$

kde  $v_r$  je výsledná rychlost proudění vzduchu kolem vozidla skládající se ze součtu záporně vzaté rychlosti vozidla a z rychlosti větru,  $S_x$  je plocha vozidla získaná čelní projekcí,  $\rho$  je měrná hmotnost vzduchu a  $c_x$  součinitel vzdušného odporu získaný zkouškami ve větrném tunelu, či ve speciálních laboratořích. [6]

### 1.7.3 ODPOR ZRYCHLENÍ

Při akceleraci vozidla vznikají setrvačné síly, které směřují proti vektoru zrychlení. Tyto síly se nazývají odpor zrychlení.

Odpor zrychlení je rozdělen do dvou částí.

- Odpor zrychlení posuvné části vozidla
- Odpor zrychlení otáčejících se částí

#### Odpor zrychlení posuvné části vozidla

Tento odpor je dán posuvným zrychlením nerotujících částí vozidla a určuje ho vztah:

$$O_{zp} = m * a \quad (13)$$

Kde  $m$  je hmotnost všech nerotujících částí a  $a$  je požadované zrychlení vozidla.

#### Odpor zrychlení otáčejících se částí

Pro překonání tohoto odporu je nutné přivést na kola kroutící moment  $M_{zo}$ . Tento moment se skládá ze momentu potřebného pro zrychlení rotujících částí motoru  $M_{zm}$ , dále moment

potřebný pro zrychlení částí převodovky  $M_{zp}$  a nakonec moment potřebný pro zrychlení samotných kol  $M_{zk}$ .

$$M_{zo} = M_{zm} + M_{zp} + \sum_i M_{zk} \quad (14)$$

Moment pro zrychlení rotačních částí motoru:

$$M_{zm} = I_m * \varepsilon_m * i_c * \eta \quad (15)$$

$$i_c = i_p * i_r \quad (16)$$

Kde  $I_m$  je moment setrvačnosti rotujících částí motoru,  $\varepsilon_m$  je jejich úhlové zrychlení,  $i_c$  je celkový převod mezi motorem a koly a  $\eta$  je mechanická účinnost.

Moment pro zrychlení částí převodovky:

$$M_{zp} = I_p * \varepsilon_p * i_p * \eta \quad (17)$$

Moment pro zrychlení kol:

$$M_{zk} = \sum_i I_k * \varepsilon_k \quad (18)$$

**Dosazení do rovnice pro  $M_{zo}$ :**

$$M_{zo} = \left[ (I_m * i_c^2 + I_p * i_p^2) * \eta + \sum_i I_k \right] * \frac{a}{r_k} \quad (19)$$

Výsledný odpor zrychlení:

$$O_z = \left[ 1 + \frac{(I_m * i_c^2 + I_p * i_p^2) * \eta + \sum_i I_k}{mr_k^2} \right] * m * a \quad (20)$$

[6]

## 2 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY A ROZMÍSTĚNÍ KOMPONENT

Tato kapitola se věnuje základním rozměrům vozidla a rozložení komponent vzhledem k plánovanému využití vozidla.

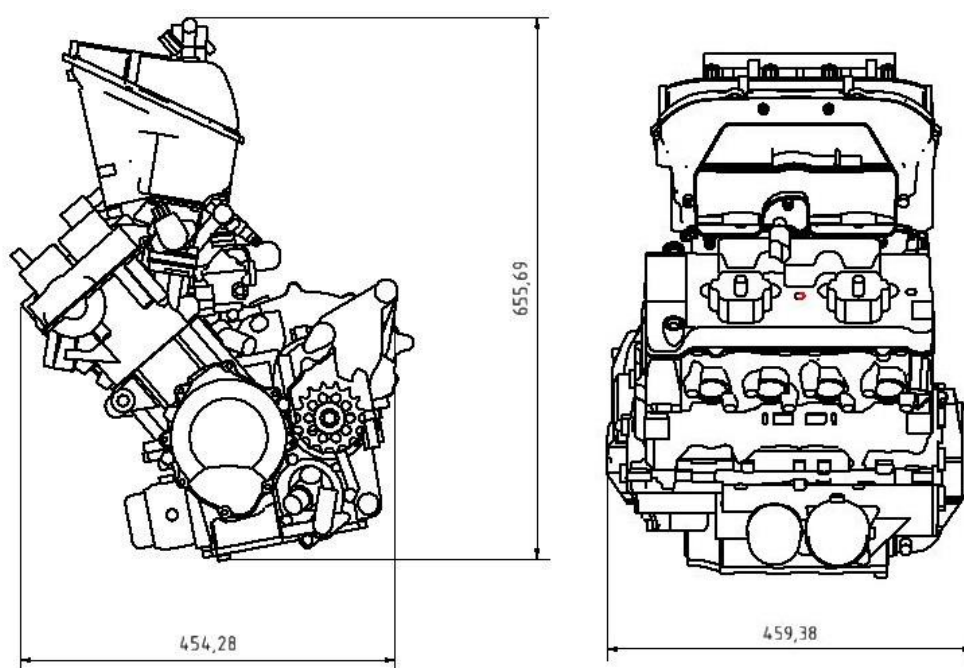
Vozidlo se v budoucnu nebude účastnit žádných závodů nebo jiných akcí, pro které by muselo být přesně konstruováno. Berou se však v potaz některé směrnice vozidel pro autokros[9], aby se dosáhlo větší bezpečnosti jak jezdce, tak okolí. Vozidlo bude podobné těm, které jezdí autokros, avšak nebude splňovat veškeré požadavky pro jejich provoz.

Tato terénní bugy bude určena pro provoz na uzavřených komunikacích jako jsou letiště, polní cesty, lesní cesty nebo uzavřené okruhy. Bude možné s ní jezdit amatérskou rally. Provoz na pozemních komunikacích nebude možný.

### 2.1 ROZMĚRY

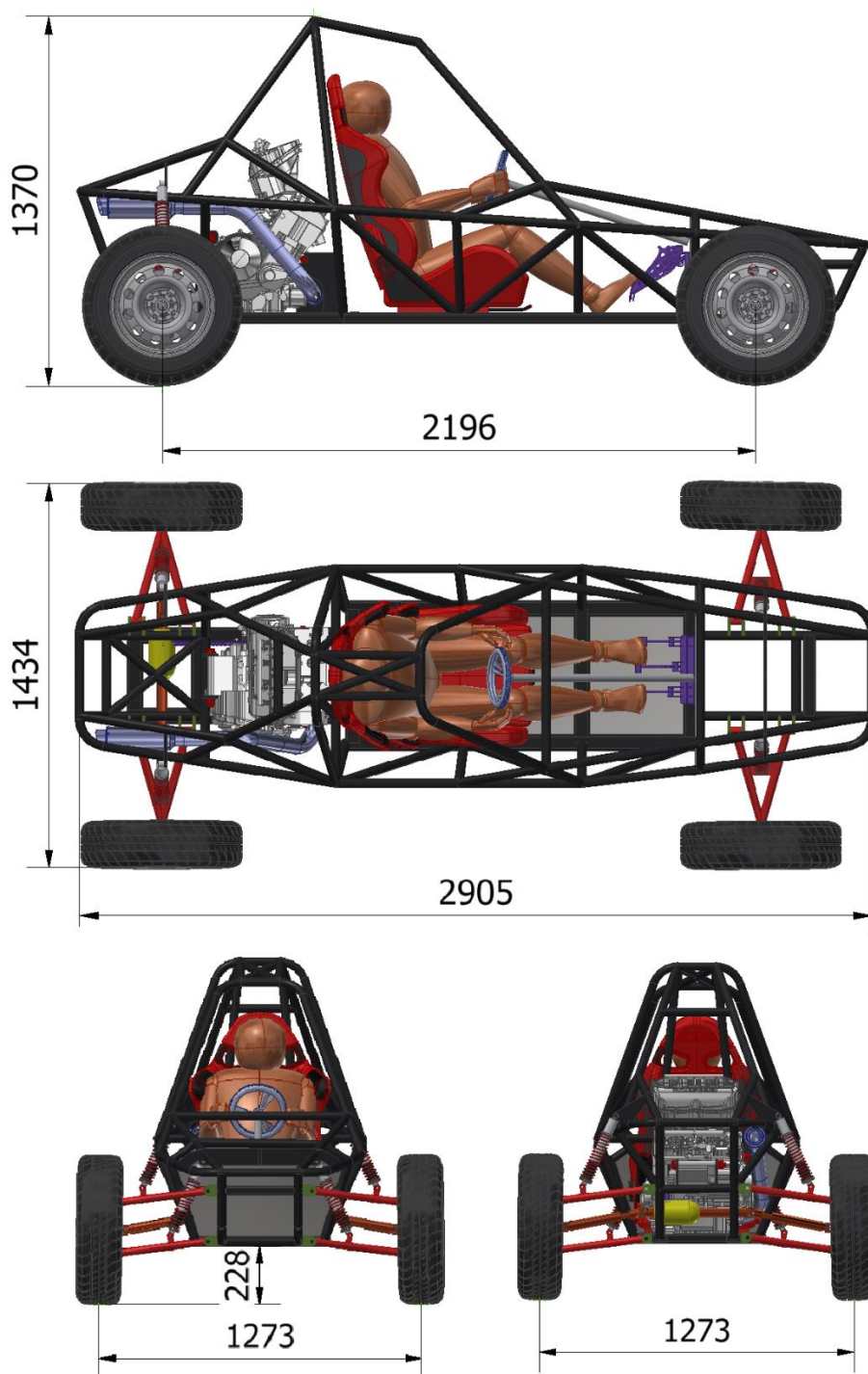
Rozměry vozidla jsou voleny primárně podle velikosti řidiče a motoru s přihlédnutím na jízdní pohodlí a bezpečnost. Je tedy nejprve potřeba zjistit tyto parametry.

Na obrázku je znázorněn motocyklový motor CBR 600F2 PC25 a jeho rozměry. Ten bude uložen přímo za sedadlem řidiče. Podle něj se řídí rozměry zadní části vozidla. Obrázek byl získán analýzou CAD modelu z portálu grabcad.com [10] Rozměry modelu byly porovnány s reálnou součástí. Naměřené hodnoty s těmi z modelu sedí.



Obr. 11 - Rozměry motoru

Další velikostní aspekt je řidič. Vozidlo bude řídit osoba středního věku a vzrůstu měřící cirká 180 cm. Nohy bude mít mírně pokrčené tak, aby pohodlně dosáhla na ovládací pedály vozidla. Jelikož bude sedět na sedadle, které má možnost posunutí blíže či dále od pedálů, bude moci vozidlo řídit více lidí odlišného vzrůstu. Defaultně jsou však rozměry dimenzovány na člověka měřícího 180 cm. Na obrázcích níže jsou znázorněné celkové rozměry vozidla.



Obr. 12 - Základní rozměry vozidla

## 2.2 HMOTNOST

Odhad hmotnosti byl možný provést po analýze hmotností dílčích částí. Jednotlivé hmotnosti byly získány buď analýzou v počítačovém softwaru, nebo přímou metodou (váha) aplikovanou na samotné komponenty. V tabulce níže jsou uvedeny dílčí hmotnosti vozidla.

*Tab. 1 - Hmotnost dílčích komponent*

Komponenta	Hmotnost [kg]
Rám vozidla	$m_1 = 170 \text{ kg}$
Nápravy (včetně tlumičů, pružin a brzd)	$m_2 = 60 \text{ kg}$
Řízení	$m_3 = 5 \text{ kg}$
Motor	$m_4 = 80 \text{ kg}$
Kola	$m_5 = 15 \text{ kg}$
Řidič	$m_6 = 80 \text{ kg}$
Náplně	$m_7 = 30 \text{ kg}$
Sedadlo	$m_8 = 5 \text{ kg}$

Celková hmotnost:

$$m_{celkem} = \sum_1^n m_n = 445 \text{ kg} \quad (21)$$

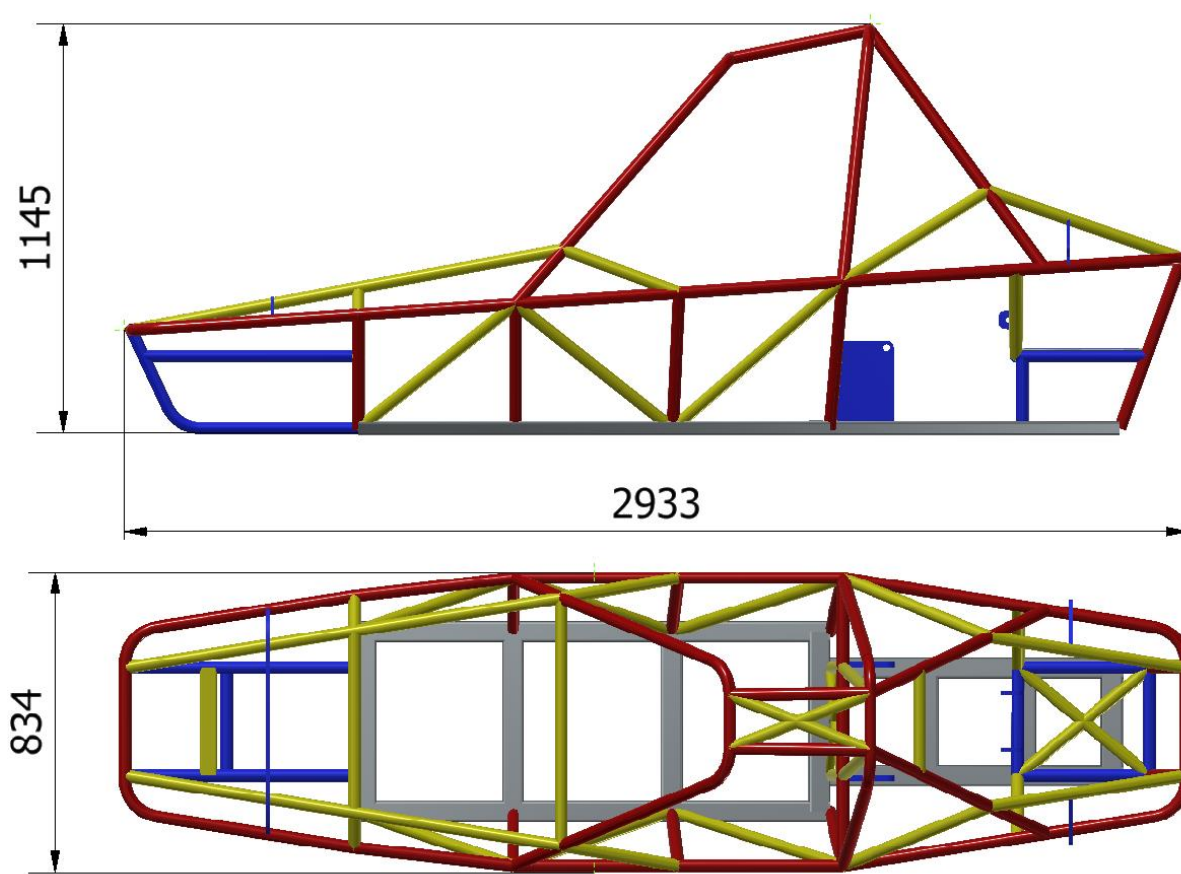


### 3 NÁVRH RÁMU VOZIDLA

Rám vozidla bude konstruován podle velikosti a umístění jednotlivých komponent. Jeho primárním úkolem je sdružovat tyto komponenty v jeden celek. Další a nejdůležitější funkce je ochrana bezpečnosti řidiče, kdy oblouk nad jeho hlavou by měl vydržet přetočení přes střechu díky příčným výztuhám. Technologie výroby rámu je zvolena z polotovaru, který je nařezán na přesné rozměry a jehož konce jsou tvarově přesně upraveny tak, aby seděly do sebe. Poté je rám svařen, odmaštěn a nalakován vypalovací barvou proti korozi a vnějším vlivům. Rendrované obrázky jsou k dispozici v přílohách.

#### 3.1 POUŽITÉ NOSNÍKY

- Hlavní nosné prvky rámu z obdélníkového profilu ocelových bezešvých válcovaných trubek 60x40x4 CSN 425720 (šedá barva)
- Hlavní nosné prvky rámu z kruhového profilu ocelových bezešvých válcovaných trubek 35x4 CSN 426750 (červená barva)
- Vedlejší podpůrné prvky rámu z kruhového profilu ocelových bezešvých válcovaných trubek 35x4 CSN 426750 (žlutá barva)
- Konstrukční prvky rámu pro uchycení nápravy, motoru, nebo odpružení z výše zmiňovaných válcovaných trubek 35x4, nebo z plechu tloušťky 10 mm (modrá barva)



Obr. 13 – Návrh trubkového rámu vozidla

### 3.2 KONSTRUKČNÍ PRVKY RÁMU

Trubkový rám každé terénní buggy se skládá ze několika částí, které je nutno dodržet podle předpisů pro autokros, pro dosažení co největší bezpečnosti posádky. Trubkový rám je základ celého vozu, a tak by měl být zkonstruován co nejlépe podle zaběhnutých norem.

Základnu trubkového rámu tvoří segmenty svařené z trubek obdélníkového profilu, na které jsou přivařeny všechny hlavní nosné prvky rámu. Jedná se o tuhý celek, který musí být svařen co nejpresněji, jelikož se na něj v následujícím kroku budou přivařovat další důležité prvky rámu. Odvíjí se od něj tedy přesnost celku.

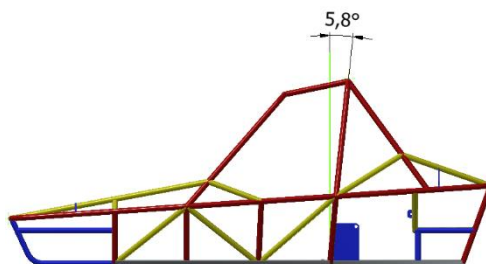
Asi ve dvou třetinách délky základny je na ni přivařen hlavní oblouk, který svírá se svislou rovinou vozidla úhel  $5,8^\circ$  (Obr.14) a je opatřený dvěma diagonálními vzpěrami, které zajišťují tuhost oblouku. Oblouk podepírají ze strany motoru dvě zadní vzpěry, které jsou k hlavnímu oblouku přivařeny ve stejných místech jako vzpěry diagonální. Zadní vzpěry jsou dále vyztuženy příčnicí a dalšími výztuhami, které jsou navařené k obvodovému nosníku.

Přední oblouk je přes příčné vzpěry a zpevňující prvky do tvaru X upevněn k hlavnímu oblouku. V místech pro přístrojovou desku je navíc přední oblouk vyztužen příčnou vzpěrou a čtyřmi diagonálními prvky přivařenými do obvodového nosníku. Do této části rámu by v budoucnu mohl být připevněn čirý makrolon či plexisklo zlepšující jízdní vlastnosti, ale hlavně bezpečnost jezdce. Makrolon by chránil jezdce před povětrnostními vlivy nebo před odletujícími kamínky.

Obvodový nosník obíhá kolem celého vozidla a zpevňuje rám spojením všech jeho funkčních částí. V přední části jsou k němu přivařeny nosníky zajišťující polohu nápravy tak, aby byl systém tuhý a nekroutil se. V zadní části jsou k němu upevněny vzpěry, které nesou zadní nápravu. Obvodový nosník je v místech pro řidiče upevněn k základně pomocí diagonálních vzpěr a je k němu přivařen jak hlavní, tak přední oblouk.

Nosníky, na kterých jsou přivařeny úchyty pro nápravu jsou dostatečně dlouhé a připravené na pozdější manipulaci s uložením nápravy, kde by bylo možné dosáhnout většího rozvidlení trojúhelníkových ramen zajišťující lepší přenesení zatěžující síly.

V přední části rámu jsou do podpůrných nosníků předního oblouku a do obvodového nosníku přivařeny úchyty tlumičů přední nápravy. Rám je přizpůsoben tak, aby se úchyty mohly přivařit kamkoli v okolí náprav, jelikož je počítáno s pozdějšími úpravami zavěšení. Taktéž v zadní části jsou k podporám hlavního oblouku a k obvodovému nosníku přivařeny úchyty zadních tlumičů. Rám je i v této části přizpůsoben pozdějším změnám kinematiky náprav.



Obr. 14 - Odklon hlavního oblouku od svislé roviny vozidla

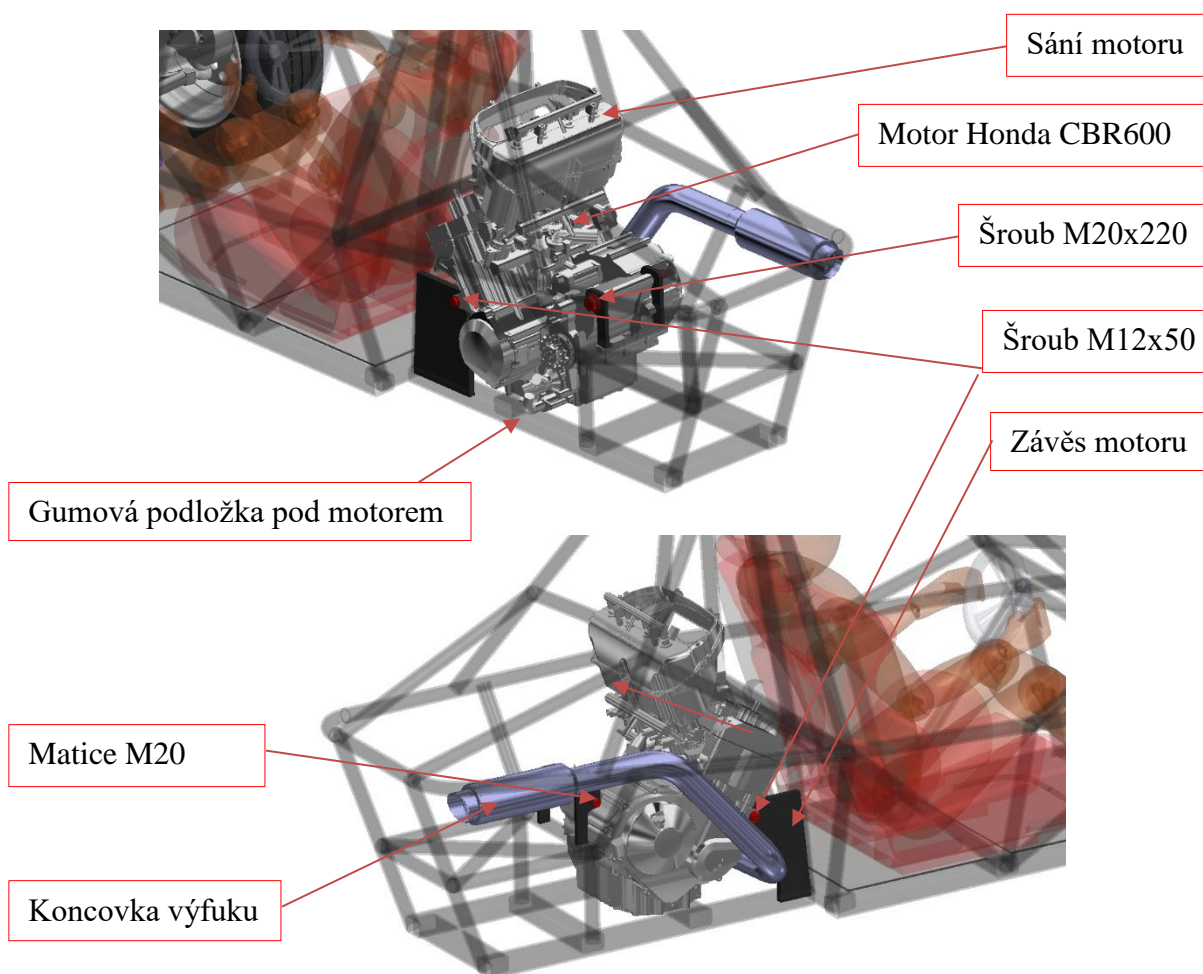
## 4 ULOŽENÍ MOTORU

Místo uložení motoru bylo voleno podle jeho velikosti a tvaru rámu vozidla. Motor je uložen za sedačkou řidiče a zároveň před zadní nápravou. Motor se v rámci uložení nijak neupravuje, jsou použity jeho originální úchytyvé body.

Blíž sedadlu jsou na rámu navařené závěsy s dírou pro závit M12. Na tyto úchyty budou použity pozinkované šrouby se šestihrannou hlavou DIN 931–8.8 M12x50 a pérové podložky DIN 7980, ČSN 02 1740 M12. [11]

V zadní části motoru u převodovky je originálně umístěn pouze jeden úchyt. Na rámu jsou opět navařené závěsy pro spojení s motorem. Zde je použit pozinkovaný šroub se šestihrannou hlavou DIN 931–8.8 M20x220, plochá podložka DIN 125 A, ČSN 02 1702 M20, pérová podložka DIN 7980, ČSN 02 1740 M20 a šestihranná přesná matice DIN 934, ČSN 02 1401 M20. [11]

Motor je ve spodní části podepírán rámem přes gumové podložky, které jsou obtočené kolem nosníku.



Obr. 15 - Uložení motoru

## 5 DIMENZOVÁNÍ HNACÍHO ÚSTROJÍ

Pro správnou funkci vozidla je nutno dimenzovat hnací ústrojí tak, aby bylo dostačující pro provoz v daném prostředí. Musí se proto provést výpočet jízdních odporů. Pro buggy bude použit motocyklový motor o objemu 600 cm<sup>3</sup>. V této kapitole se ověří, zda byla tato volba vhodná a motor bude dostatečný pro kýžený provoz.

### 5.1 JÍZDNÍ ODPORY

Před samotným výpočtem jízdních odporů se musí vymezit několik hodnot, které jsou potřebné pro výpočty.

První z nich je maximální rychlost, kterou bude vozidlo dosahovat. Volí se vzhledem k terénu a taky povětrnostním podmínkám, velikosti vozidla a řidičským schopnostem. Provozní rychlost bude zvolena jako:

$$v_{provoz} = 110 \frac{km}{h} = 30,5 \frac{m}{s}$$

Další pojem je stanoviště. Vozidlo bude jezdit převážně na polních cestách, zatravněných plochách nebo na letištích. V žádném případě se vozidlo nebude provozovat za deště.

#### 5.1.1 VALIVÝ ODPOR

Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky a vozovky. Styčná plocha pneumatiky a vozovky se nazývá stopa. V přední části stopy ve směru valení dochází ke stlačování obvodu pneumatiky do roviny vozovky a v zadní části se obvod opět vyrovnává do kruhového tvaru.

Pro výpočet valivého odporu je třeba znát součinitel valivého odporu a tíhu vozidla. Součinitele valivého odporu se určí z tabulky 1. Pro buggy bude relevantní hodnota odpovídající mokré polní cestě nebo travnatému terénu.

Tab. 2 - Součinitel valivého odporu [6]

Povrch	$f_k$	Povrch	$f_k$
asfalt	0,01 – 0,02	travnatý terén	0,08 – 0,15
beton	0,015 – 0,025	hluboký písek	0,15 – 0,30
dlažba	0,02 – 0,03	čerstvý sníh	0,20 – 0,30
makadam	0,03 – 0,04	bahnitá půda	0,20 – 0,40
polní cesta – suchá	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025
polní cesta – mokrá	0,08 – 0,20		

Součinitel valivého odporu z tabulky bude mít hodnotu  $f = 0,1$

Valivý odpor se vypočítá ze vztahů uvedených výše v teoretické části jako

$$O_f = fG \quad (22)$$

$$O_f = 0,1 * 445 * 9,81 = 436,55 [N]$$

### 5.1.2 AERODYNAMICKÝ ODPOR

Aerodynamický odpor se většinou měří v aerodynamickém tunelu [12] (tímto způsobem jej měří většina automobilek), kdy záleží především na součinu  $c_x * S_x$ , nejen na samotném koeficientu  $c_x$ . Samotný koeficient odporu totiž neříká nic o tom, jak velký je celkový aerodynamický odpor. Jelikož naše možnosti nedovolují v takovýchto podmínkách měřit, připadá v úvahu další metoda, která se nazývá dojezdová zkouška. Jedná se o jednoduchý princip. Vozidlo se rozjede na požadovanou rychlost a poté se přeřadí na neutrál. Sleduje se vzdálenost, kterou vozidlo ujelo až do určité hodnoty rychlosti, kdy už aerodynamický odpor nemá na vozidlo vliv. Z něj se dá určit defaultní hodnota zbylých jízdních odporů, a následně i hodnota aerodynamického odporu. Tato metoda opět nepřipadá v úvahu, jelikož se tato práce věnuje koncepčnímu návrhu a vozidlo není zatím zkonstruované. Proto se použije nepřímá metoda, která tento odpor řeší odhadem. V tabulce, kterou poskytuje Vlk ve své knize Dynamika motorových vozidel [6] se vyčte koeficient vzdušného odporu v závislosti na obsahu čelní projekce vozidla a na jeho konstrukci. Následně se mezi sebou vynásobí hodnoty koeficientu aerodynamického odporu a obsahu čelní projekce vozidla. Tím se získá orientačně součin  $c_x * S_x$ , který je potřebný pro určení aerodynamického odporu.

Pro určení aerodynamického odporu je potřeba znát měrnou hustotu vzduchu, výslednou rychlost větru a hodnotu součinu  $c_x * S_x$ .

Měrná hustota vzduchu za normálních podmínek odpovídá hodnotě  $\rho = 1,25 \frac{kg}{m^3}$  [12]

Rychlost  $v_r$  se vypočítá jako součet rychlosti větru a vozidla. V praktických výpočtech se většinou počítá s průměrnou rychlostí větru  $v = 4,7 \frac{m}{s} = 17 \frac{km}{h}$ , rychlost vozidla byla zvolena  $110 \frac{km}{h} = 30,5 \frac{m}{s}$

Čelní projekcí vozidla v CAD softwaru se určí hodnota obsahu čelní plochy

$$S_x = 0,8 m^2$$

Součinitel aerodynamického odporu se určí podle výše zmiňované tabulky z knihy Dynamika motorových vozidel [6] s přihlédnutím na tvar karoserie a trubkového rámu, které se nejvíce podobají závodním automobilům bez kapotáže, kdy kola nejsou kryta blatníky, ani jinými kryty. V tabulce je k dispozici též hodnota čelní projekce  $S_x$ . Z těchto předpokladů se určí, že buggy nejvíce svými parametry sedí do řádku, který popisuje závodní vozy s nekrytými koly.

Závodní vozy s nekrytými koly:

$$c_x = 0,4 - 0,6 [-]$$

$$S_x = 0,7 - 1,3 [m^2]$$

[6]

Podle hodnoty čelní projekce  $S_x = 0,8 m^2$  se určí koeficient  $c_x$ .

$$c_x = 0,45 [-]$$

Jak je uvedeno výše, u motorových vozidel nezáleží pouze na koeficientu  $c_x$ , ale spíše na součinu tohoto koeficientu s obsahem čelní projekce vozidla. Samotný koeficient totiž neříká nic o tom, jak velký bude vzdušný odpor. Proto se zavádí hodnota součinu.

$$c_x S_x = 0,45 * 0,8 = 0,36 [m^2] \quad (23)$$

Potom vzdušný odpor podle vzorce uvedeného v teoretické části

$$O_v = \frac{\rho}{2} v_r^2 c_x S_x \quad (24)$$

$$O_v = \frac{1,25}{2} * (4,7 + 30,5)^2 * 0,36 = 278,784 [N]$$

### 5.1.3 ODPOR ZRYCHLENÍ

Pro výpočet tohoto jízdního odporu je potřeba znát charakteristiky zvoleného hnacího ústrojí. Rozumí se jimi celkový převod, stálý převod rozvodovky a převod zařazeného stupně převodovky. Dále je potřeba znát křivku průběhu výkonu závislou na otáčkách motoru. Hodnoty se určí z katalogu výrobce.

Tab. 3 - Parametry motoru Honda CBR 600F2

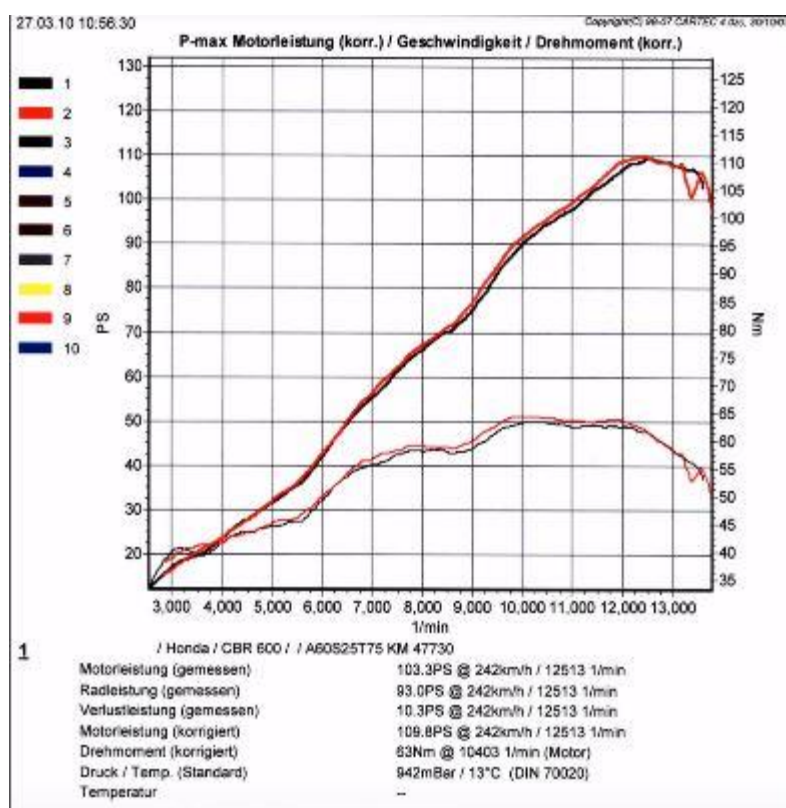
Počet válců	4
Uspořádání válců	4 válce v řadě
Vrtání, zdvih	65 x 45,2 mm
Zdvihový objem	598 cm <sup>3</sup>
Kompresní poměr	11,6:1
Ventilové rozvody	Řetězový DOHC, 4 ventily na válec
Maximální výkon	81 kW/ 12000 rpm
Maximální kroutící moment	64 Nm/10500 rpm
Typ chlazení	Kapalina
Příprava palivové směsi	Karburátor, 4x34 mm
Druh paliva	Benzín
Najeto kilometrů	83 816 km (tachometr)
Rok výroby	1992
Typ motoru	PC25

[13]



### Křivka průběhu kroutícího moment a výkonu v závislosti na otáčkách motoru

Tato křivka byla získána ze serveru youtube.com. Lepší zdroj není bohužel k dispozici, jelikož výrobce motocyklu tyto informace nezveřejňuje. Křivka odpovídá novějšímu modelu motocyklu (PC35), avšak motor prošel jen nepatrnými změnami. Maximální hodnoty kroutícího momentu a také výkonu motoru PC35 se od motoru PC25 neliší ani o 5 %. Tento zdroj je tedy možné považovat za relevantní. Přesnější by bylo změřit charakteristiky motoru přímo na dynamometru. Bohužel toto není možné, proto postačí pro orientační určení odporu tento zdroj. [14]



Obr. 16 - Závislost výkonu a kroutícího momentu na otáčkách motoru [14]

Z grafu je zřejmé, že teoretické hodnoty udávané výrobcem se neliší od těch naměřených. Tento graf je však měřen na motocyklu starém 10 let. Motor použitý v buggy je starý 20 let a má najeto přes 80 000 km. Je možné, že během této doby určitě ztratil nějaký výkon i kroutící moment. Avšak pro orientační výpočty se použijí hodnoty teoretické, jelikož není možnost motor připojit k dynamometru a změřit reálnou křivku výkonu.

Samotný odpor zrychlení by se měl správně počítat s přihlédnutím na znalost momentu setrvačnosti všech rotačních částí agregátu. Tyto hodnoty by se daly vypočítat po rozebrání motoru a analýze všech rotačních částí. Jelikož se tato práce nezabývá momenty setrvačnosti, použije se alespoň odhad součinitele rotačních částí.

Odpor zrychlení při znalosti momentů setrvačnosti se určí podle vztahu (20). Jelikož momenty setrvačnosti nejsou známy, zjednoduší se tento vztah, kdy se výraz v hranaté závorce nahradí součinitelem rotačních částí. [6]

$$K = \left[ 1 + \frac{(I_m * i_c^2 + I_p * i_p^2) * \eta + \sum_i I_k}{mr_k^2} \right] \quad (25)$$

Pro další postup je třeba znát parametry převodovky motoru.

*Tab. 4 - Parametry převodovky motocyklového motoru*

Primární převod	1,822
Finální převod	2,666
Převod I. stupně	2,928
Převod II. stupně	2,062
Převod III. stupně	1,588
Převod IV. stupně	1,368
Převod V. stupně	1,200
Převod VI. stupně	1,086
Počet převodových stupňů pro jízdu vpřed	6
Počet převodových stupňů pro jízdu vzad	0

[13]

Dále se určí součinitel rotačních částí pro nejvyšší převodový stupeň, jelikož je nutné odpor zrychlení určit pro hodnoty, kdy bude tento odpor nejvyšší. To nastane v ten okamžik, kdy vozidlo pojede maximální konstrukční rychlostí, avšak řidič se rozhodne ještě dále zrychlovat. Poté bude mít odpor zrychlení nejvyšší hodnotu. Součinitel rotačních částí pro maximální rychlost a zrychlení se určí pomocí tabulky z knihy Dynamika motorových vozidel. [6]

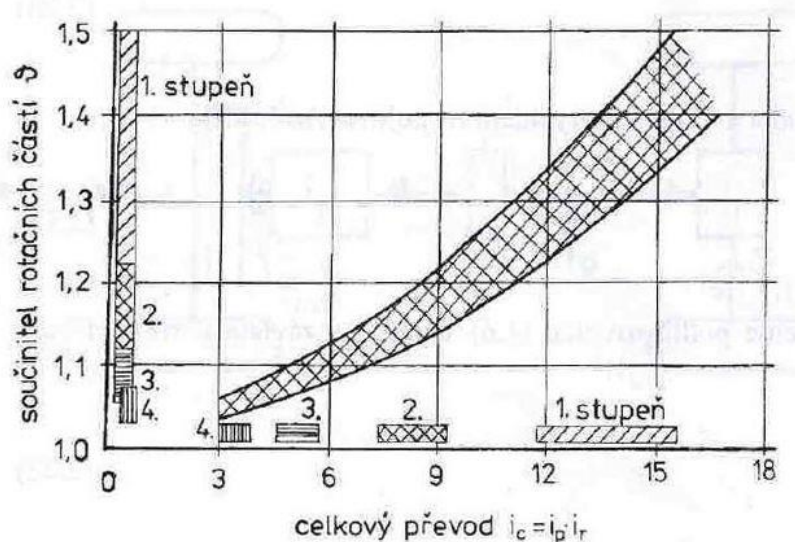


Celkový převod nejvyššího převodového stupně se určí jako součin primárního převodu, finálního převodu a převodu zařazeného stupně. Převod rozvodovky je 1.

$$i_c = i_p * i_f * i_{VI} = 1,822 * 2,666 * 1,086 = 5,28 [-] \quad (26)$$

Tato hodnota se vynese do diagramu, který je na obrázku níže (Obr.17) a určí se z něj hodnota K.

$$K = 1,1 [-]$$



Obr. 17 - Součinitel rotačních částí [6]

Pro výsledný odpor zrychlení je ještě potřeba určit, jak rychle má vozidlo zrychlovat. Při konstrukční rychlosti 110 km/h by bylo dobré, kdyby mělo hnací ústrojí ještě k dispozici nějaký výkon pro další zrychlení. S přihlédnutím na stanoviště, kde se bude vozidlo provozovat byla hodnota tohoto zrychlení zvolena  $a = 2,5 \text{ ms}^{-1}$

Výsledný odpor zrychlení podle vztahů v teoretické části

$$O_z = K * m * a \quad (27)$$

$$O_z = 1,1 * 445 * 2,5 = 1223,75 [N]$$

## 5.2 POTŘEBNÁ HNACÍ SÍLA

Potřebná hnací síla na kolech se určuje ze součtu jízdních odporů podle vzorce

$$F_K = O_f + O_v + O_z \quad (28)$$

$$F_K = 436,55 + 278,784 + 1223,75 = 1939,084 \text{ [N]}$$

Z toho hnací výkon vozidla za předpokladu konstrukční provozní rychlosti:

$$P_K = F_K * v \quad (29)$$

$$P_K = 1939,084 * 33,3 = 64,57 \text{ kW}$$

Z výpočtu výše je patrné, že zvolené hnací ústrojí bude pro kýžený provoz, který je situován na lesních či polních cestách, při rychlosti do 110 km/h a akceleraci  $2,5 \text{ ms}^{-1}$  dostačující. Potřebný výkon pro tyto parametry vyšel 64,57 kW. Vyšla tedy hodnota menší, než je hodnota výkonu motoru přesně o 16,43 kW. To znamená, že řidič vozidla bude mít tento výkon navíc k dispozici a bude plně záležet na něm, jestli jej využije či nikoli. S přihlédnutím na fakt, že byly k výpočtu použity teoretické hodnoty výkonu motoru, avšak pro konstrukci bude použit motor starý 20 let je možné, že výkon navíc k dispozici nebude.

## 6 DIMENZOVÁNÍ BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Dimenzování brzdového systému bude probíhat podle předpisu EHK č.13-H vydaného Evropskou hospodářskou komisí platící pro vozidla kategorie M<sub>1</sub>. Vozidlo sice nebude provozováno na veřejných pozemních komunikacích, avšak by bylo dobré docílit co nejpresnějšího a nejbezpečnějšího výpočtu. Brzdový systém je totiž nejdůležitější část týkající se bezpečnosti posádky. Vozidlo patří do kategorie M<sub>1</sub>, sice vozidla pro přepravu nejvýše osmi osob, nebo víceúčelová vozidla [15], jelikož má buggy jedno místo k sezení a bude používána pouze pro zábavu.

Počáteční podmínky časů objevujících se v rovnicích pro výpočet brzd (prodleva systému a jeho náběh):

$$t_p = 0,1 [s], t_n = 0,2 [s]$$

[6]

Maximální možná brzdná dráha podle předpisu EHK

$$s = 0,1 * 110 + 0,0067 * 110^2 = 92,07 [m] \quad (30)$$

Určení času, kdy je rychlost při brzdění stále konstantní (prodleva systému, jeho náběh):

$$t_1 = t_p + t_n = 0,1 + 0,2 = 0,3 [s] \quad (31)$$

Dále určení minimálního brzdového zrychlení podle předpisu EHK

$$a_B = \frac{v_0^2}{2 * 3,6^2 * (s - t_1 * \frac{v_0}{3,6})} \quad (32)$$

$$a_B = \frac{110^2}{2 * 3,6^2 * (92,07 - 0,3 * \frac{110}{3,6})} = 5,63 [m/s^2]$$

Poměrné zpomalení

$$z = -\frac{5,63}{9,81} = 0,574 [m/s^2] \quad (33)$$

### 6.1 URČENÍ OBVODOVÝCH SIL NA KOLECH

$$B_p + B_z = B = m * a_B \quad (34)$$

$$B = 445 * 5,63 = 2505,4 [N]$$

## 6.2 URČENÍ ZATÍŽENÍ NA NÁPRAVY

Na nápravy působí několik sil. Je to část tíhové síly působící v těžišti, část setrvačné síly působící v těžišti a brzdné síly. Brzdné síly se určí z momentové rovnice:

**Přední náprava**

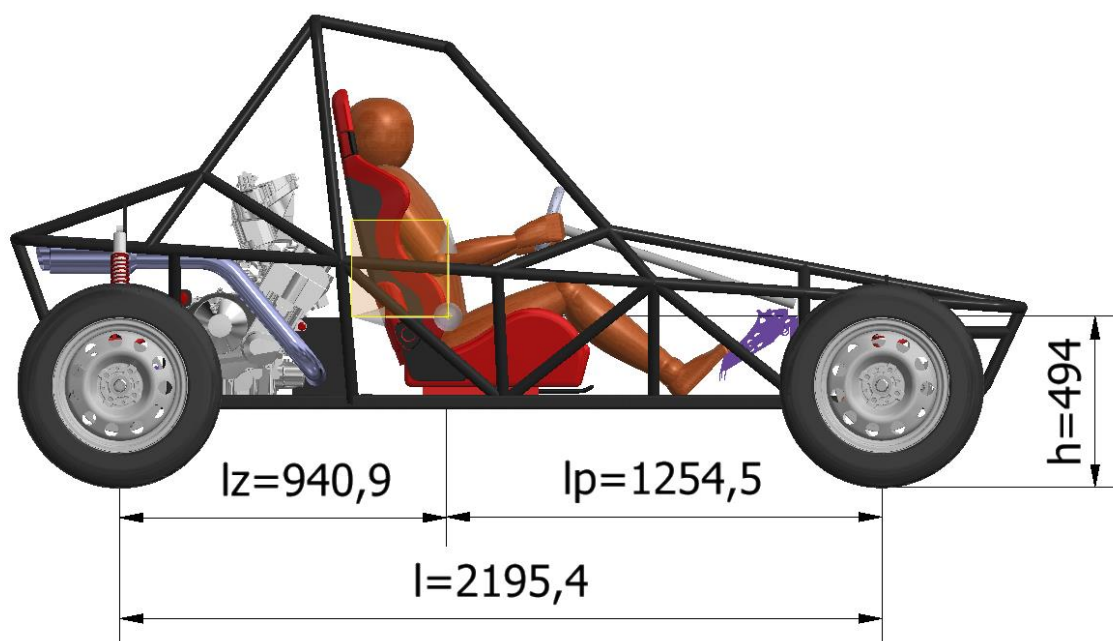
$$Z_p = G \left( \frac{l_z}{l} + z * \frac{h}{l} \right) \quad (35)$$

$$Z_p = 445 * 9,81 \left( \frac{0,9409}{2,1954} + 0,574 * \frac{0,494}{2,1954} \right) = 2434,8 \text{ [N]}$$

**Zadní náprava**

$$Z_z = G \left( \frac{l_p}{l} - z * \frac{h}{l} \right) \quad (36)$$

$$Z_z = 445 * 9,81 \left( \frac{1,2545}{2,1954} - 0,574 * \frac{0,494}{2,1954} \right) = 1930,7 \text{ [N]}$$



Obr. 18 - Poloha těžiště

## 6.3 MAXIMÁLNÍ BRZDNÁ SÍLA

Vypočítá se jako zatížení na nápravu vynásobené součinitelem přilnavosti, který se pohybuje v hodnotách od 0,5 do 1,5. Jelikož bude buggy jezdit na polních cestách, koeficient přilnavosti

se zvolí menší, jelikož přilnavost pneumatiky na hlině není příliš vysoká. Koeficient se zvolí roven poměrnému zrychlení, tzn.  $0,574 \text{ m.s}^{-2}$

$$B_{Pmax} = \mu_v * Z_P \quad (37)$$

$$B_{Pmax} = 0,574 * 2434,8 = 1397,6 [N]$$

$$B_{Zmax} = \mu_v * Z_Z \quad (38)$$

$$B_{Zmax} = 0,574 * 1930,7 = 1108,2 [N]$$

## 6.4 ROZDĚLENÍ BRZDNÝCH SIL MEZI PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVU

Brzdový systém této buggy bude rozdělen na dva okruhy, přičemž první okruh bude ovládat přední brzdy a druhý okruh ty zadní. Je potřeba určit poměr, ve kterém budou okruhy pracovat. Tento poměr bude na vozidle nastavitelný pomocí vahadla, které bude možno natáčet pomocí šroubku a kontra matky. Poměr brzdné síly mezi přední a zadní nápravou je nutné rozdělit přesně podle polohy těžiště celého vozu tak, aby v případě krizového brzdění nedošlo k prokluzu pouze jednoho, či dvou kol, ale aby došlo k prokluzu všech čtyř kol zároveň.

### 6.4.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA

**Sklon přímky pro přední nápravu**

$$sklon_P = \frac{\mu_v * \frac{h}{L}}{1 - \mu_v * \frac{h}{L}} = 0,162 [-] \quad (39)$$

**Rovnice přímky pro přední nápravu**

$$y_P = 0,162x + 1470,36 \quad (40)$$

### 6.4.2 ZADNÍ NÁPRAVA

**Sklon přímky pro zadní nápravu**

$$sklon_Z = \frac{\mu_v * \frac{h}{L}}{1 + \mu_v * \frac{h}{L}} = 0,122 [-] \quad (41)$$

**Rovnice přímky pro zadní nápravu**

Sklon je nutno přepočítat do y směru přes funkci tangens

$$sklon_{zy} = tg(83,04^\circ) = -8,19 \quad (42)$$

$$0 = -8,19 * 1148,9 + q$$

$$y_Z = -8,19x + 9409,491$$

**Průsečík přímek pro přední a zadní nápravu (ideální rozložení brzdných sil)**

$$0,162x + 1470,36 = -8,19x + 9409,491$$

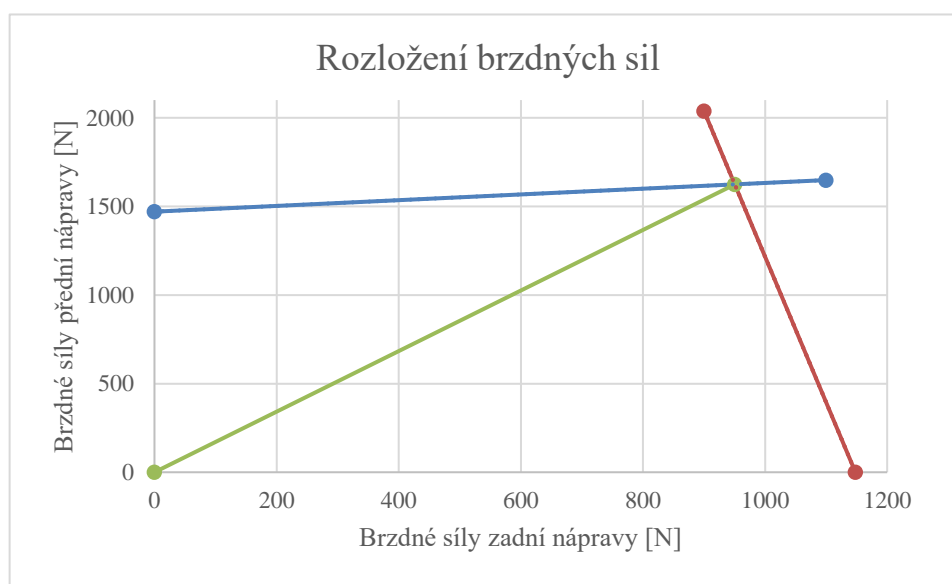
$$x = 950,566$$

$$y = 1624,355$$

$$i = \frac{x}{y} = \frac{950,566}{1624,355} = 0,585 [-]$$

Podle výpočtu vyšlo rozdělení brzdných sil v poměru 0,585 v prospěchu přední nápravy. Na přední nápravě bude tedy skoro 59 % celkové brzdné síly.

Na grafu níže lze pozorovat přímky rozložení brzdných sil přední a zadní nápravy. Modrá křivka představuje hranici pro blokování kol přední nápravy a červená zase kol zadní nápravy. V průsečíku těchto křivek leží bod ideálního rozložení brzdných sil, jelikož v tento okamžik se zablokují kola přední i zadní nápravy ve stejný okamžik. Tento fakt má velký vliv na stabilitu vozidla při brzdění a na účinnost brzd. Zelená křivka v grafu spojuje počátek souřadného systému s bodem nejlepšího rozdělení brzdných sil. Její sklon určuje rozdělení brzdných sil v nejlepším poměru.



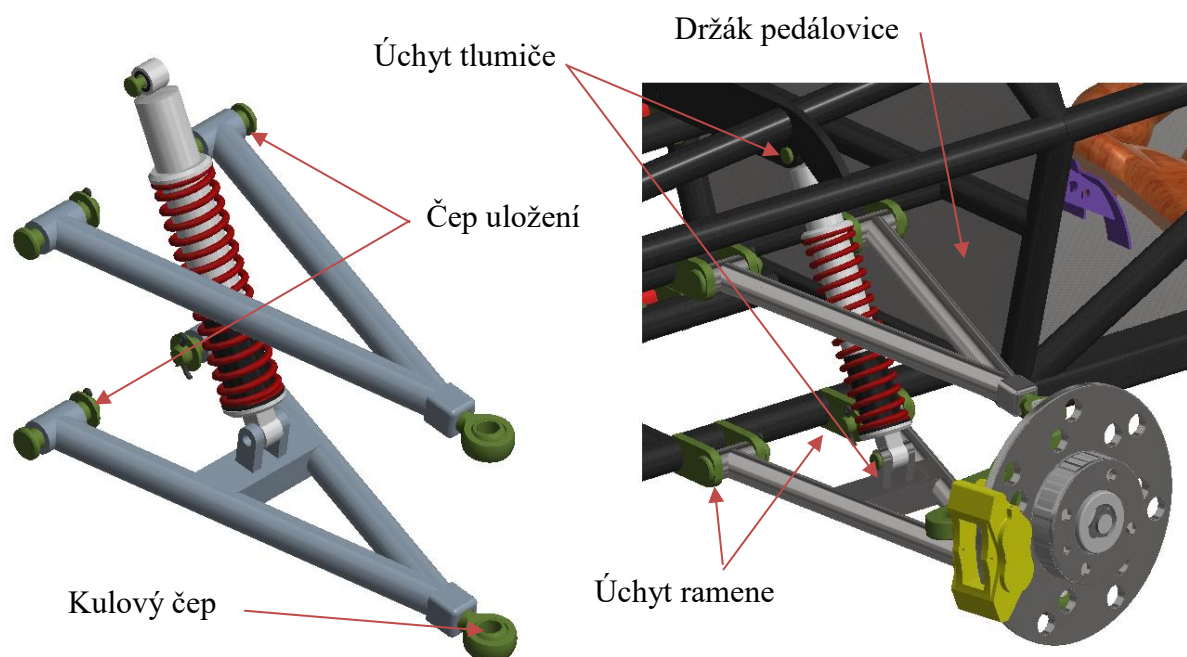
Graf 1- Rozložení brzdných sil

## 7 NÁVRH SYSTÉMU ZAVĚŠENÍ, ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ

S ohledem na provoz a místo provozu vozidla byla v teoretické části provedena rešerše různých použitelných typů uložení a byl vybrán jeden, který nejvíce sedí k plánovanému využití vozidla.

### 7.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA

Pro zavěšení předních kol je volena lichoběžníková náprava se dvěma trojúhelníkovými rameny, a to proto, že je lehce opravitelná, ale také má malou hmotnost neodpružené hmoty, což značí výborné jízdní vlastnosti. Toto zavěšení též umožňuje snadnou nastavitelnost podvozku.

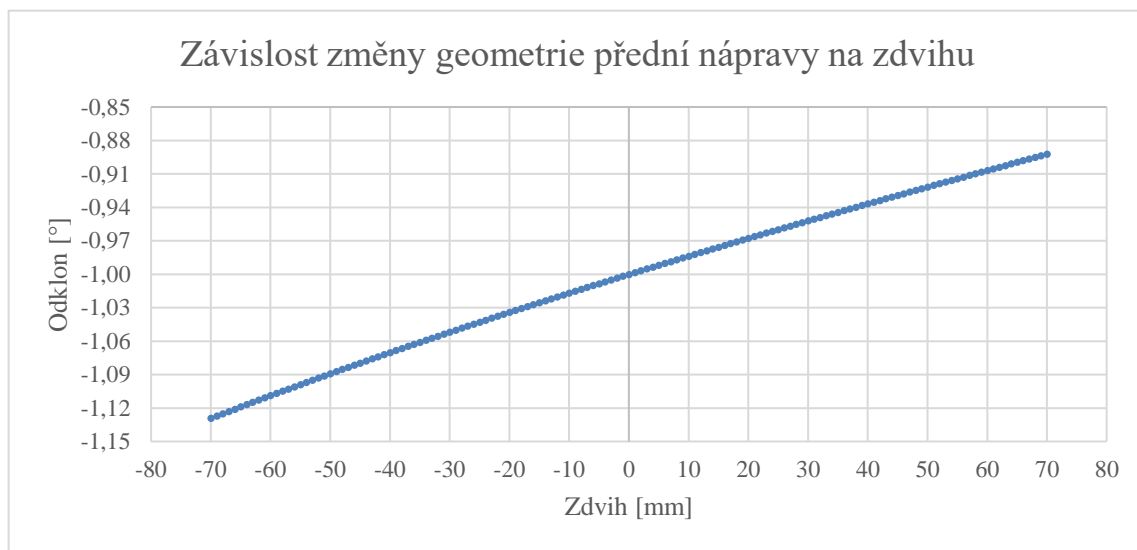


Obr. 19 - Koncept předního zavěšení

Náprava se skládá z úchytů, které jsou vyrobeny z plechu tloušťky 10 mm a jsou navařeny na trubkový rám v přesné poloze od držáku pedálovice, který se nachází blízko noh řidiče. V každém úchytně je díra pro čep, kolem kterého se otáčí rameno. Na konci ramena blíže trubkovému rámu jsou navařené trubky, do kterých přesně zapadá čep ramene. Tento čep je dále zajištěn podložkou a závlačkou. Na druhém konci ramene je přivařena tyč čtvercového profilu 30x30 s dírou a závitem pro kulový čep, který drží těhlici. Těhlice je namontována tak, aby toto uložení dovolilo dvě rotace. Při propnutí a zároveň při zatáčení je totiž nutné, aby uložení těhlice dovolovalo rotaci kolem svislé osy vozidla a zároveň horizontální rotaci vůči ramenu. Na spodním rameni je přivařena další tyč čtvercového průřezu 30x30, která slouží pro uchycení držáků tlumiče společně s odpružením celé nápravy. Druhý konec tlumiče je přes čep namontován do úchytů navařených na plechu přímo na trubkovém rámu. Každé rameno je vyrobeno ze dvou trubek kruhového průřezu ocelových bezešvých válcovaných trubek 15x1 CSN 426750. Ramena a všechny komponenty nápravy by měly být dimenzovány tak, aby vydržely jak statické, tak cyklické namáhání způsobené výmoly a terénem, kde se vozidlo bude pohybovat. Proto se dále doporučuje pevnostní a únavová kontrola. Stejně jako optimalizace kinematických parametrů uvedených níže.

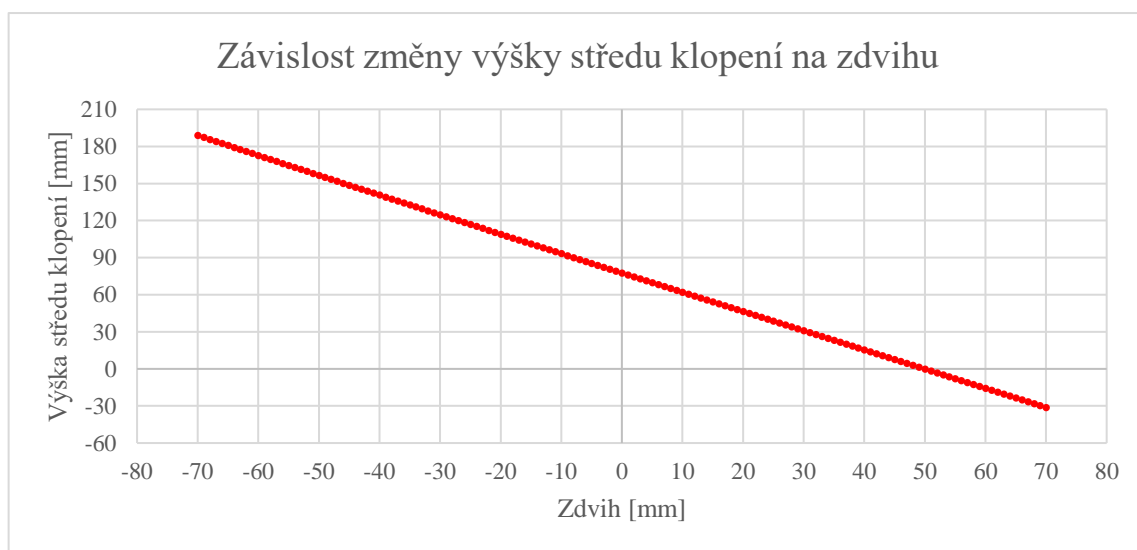
Pro úplnost koncepčního návrhu jsou dále uvedené kinematické parametry navržené nápravy. Z pohledu příznivé kinematiky je potřeba určit správnou délku a uchycení ramen. Jelikož se tato práce nevěnuje přímo kinematickým charakteristikám, nechává se tato část otevřená pro budoucí zlepšení a optimalizaci.

Na grafu 2 je znázorněna závislost odklonu kola na jeho zdvihu. Jedná se o graf získaný počítačovou simulací s počátečními podmínkami určenými z 3D modelu buggy. Z grafu je patrné, že odklon se při záporném zdvihu posouvá více do záporné části, ale naopak při kladném zdvihu roste.



*Graf 2 – Změna geometrie přední nápravy*

Dále se počítačová simulace věnovala výšce středu klopení, jehož charakteristiky jsou vyobrazeny na grafu 3.

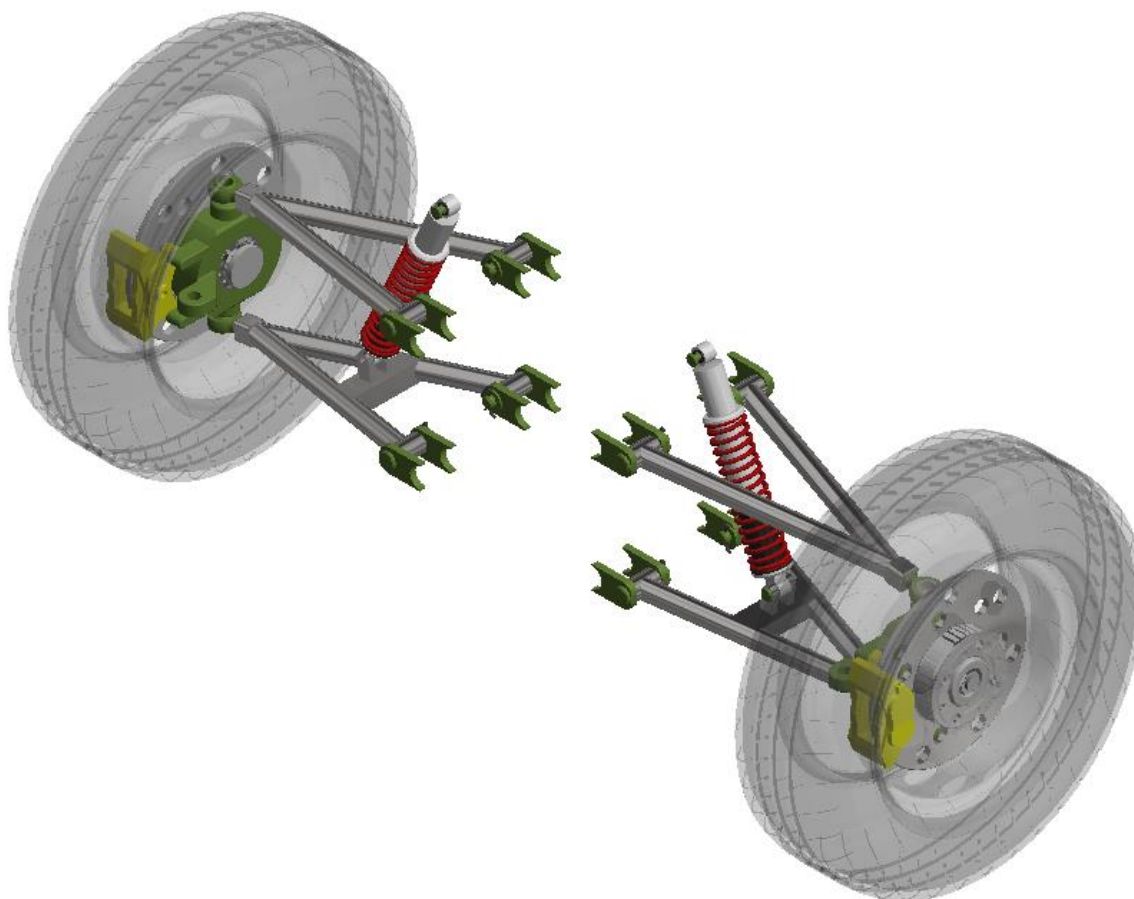


*Graf 3 – Změna výšky středu klopení přední nápravy*



Tab. 5 - Rozměry komponent přední nápravy

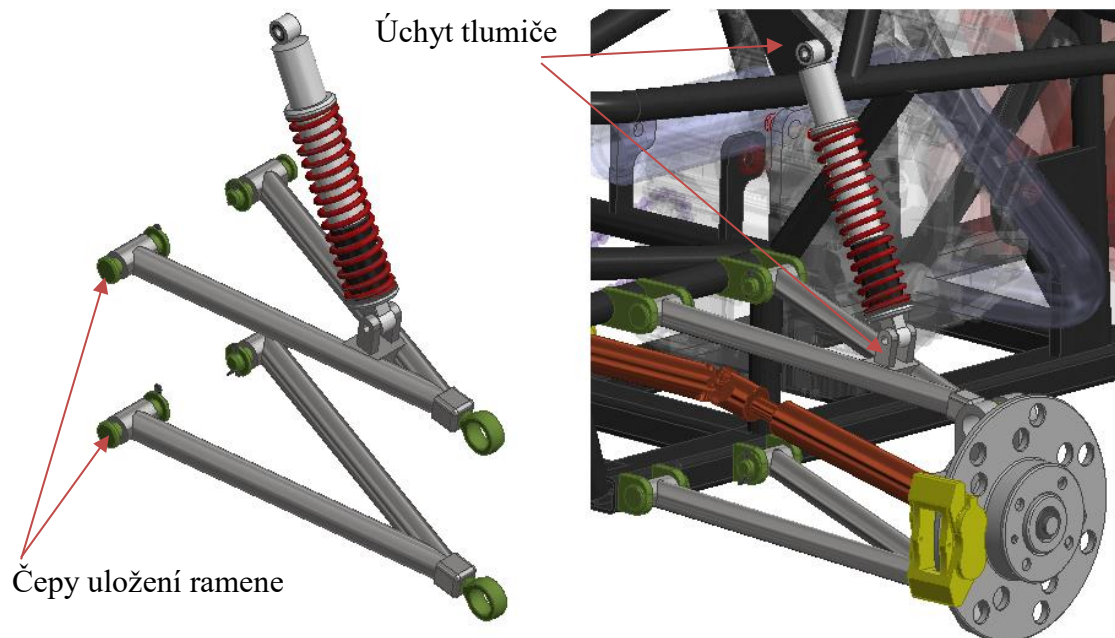
Délka spodního ramene	$l_{RS} = 362 \text{ [mm]}$
Délka horního ramene	$l_{RH} = 360 \text{ [mm]}$
Rozteč uchycení ramen v rámu	$r_R = 200 \text{ [mm]}$
Vzdálenost úchytů navařených k rámu v horizontálním směru	$r_{RH} = 200 \text{ [mm]}$
Délka tlumiče	$l_T = 318 \text{ [mm]}$
Pružná délka tlumiče	$l_{pT} = 80 \text{ [mm]}$
Rozteč uložení ramen v těhlici	$l_{teh} = 198 \text{ [mm]}$
Výchozí nastavení odklonu kola	$Odklon = -1 \text{ [°]}$



Obr. 20 - Koncept přední nápravy

## 7.2 ZADNÍ NÁPRAVA

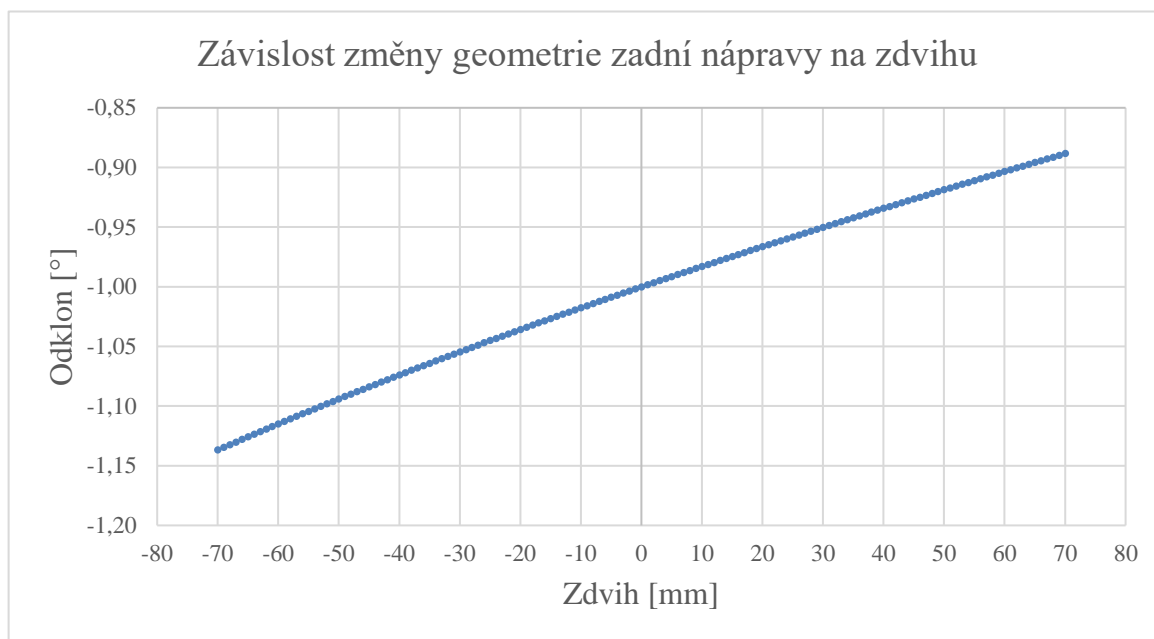
Stejně jako u předního zavěšení jsou použity lichoběžníky s trojúhelníkovými rameny. Důvody jsou popsány v kapitole přední náprava.



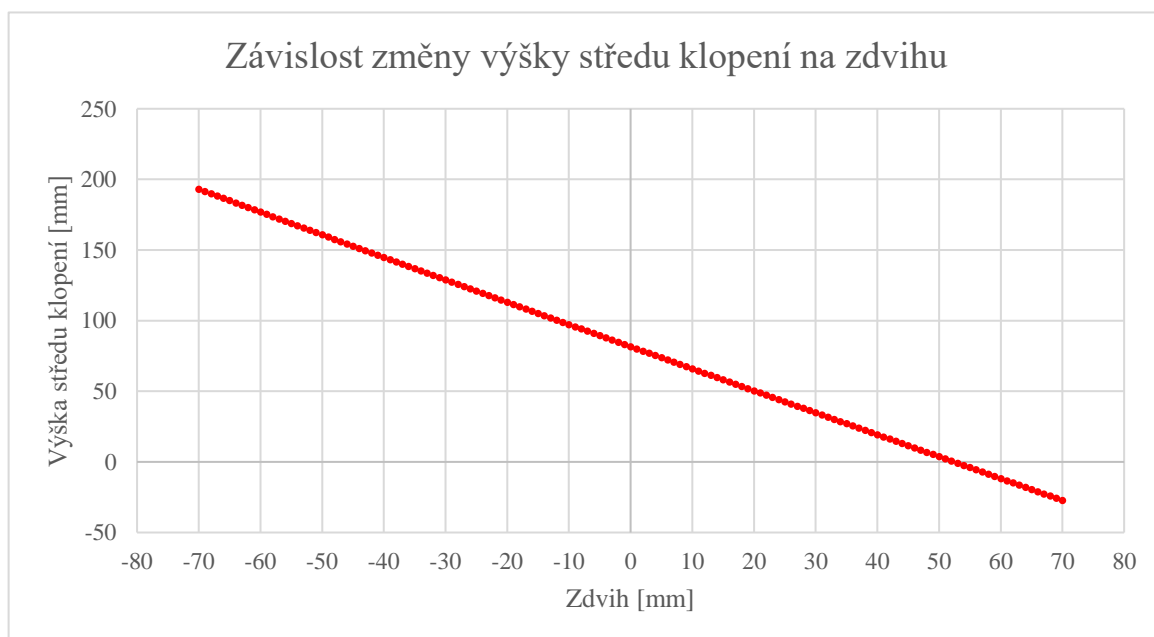
Obr. 21 - Koncept zadního zavěšení

Jedna ze změn oproti přednímu uložení je ta, že těhlice není uložena kulovým čepem, nýbrž jen obyčejným otočným. Není totiž potřeba zajistit dvě rotace, ale jen jednu pro propuštění kola. Zadní náprava totiž není řízená. Ramena jsou opět uchycena k rámu pomocí úchytů přivařených k trubkovému rámu. V těchto úchytech jsou uloženy čepy, kolem kterých se otáčejí ramena. Čepy jsou stejně jako u přední nápravy zajištěny podložkou a závlačkou. Celé spojení je promazáno vazelínou pro zmenšení koeficientu tření. Další změna oproti přední nápravě je uložení tlumiče, který je zde uložen v úchytech, které jsou přivařené k hornímu ramenu. Toto řešení bylo použito z důvodu poloos, které vedou přímo mezi rameny a přenášejí krouticí moment od diferenciálu, jelikož zadní náprava je hnaná. Stejně jako u přední nápravy jsou na rám přivařené speciálně tvarově upravené úchyty pro tlumič, který je k těmto úchytům připevněn pomocí čepu, podložky a závlačky.

Stejně jako u přední nápravy byly vygenerovány grafy změny geometrie v závislosti na zdvihu, ale také graf výšky středu klopení. Pro stavbu buggy se stejně jako u přední nápravy doporučuje optimalizace kinematických veličin s ohledem na zvolené pneumatiky a kýžené jízdní vlastnosti. V tuto chvíli nejsou kinematické parametry zvolené korektně. Proto je pro konstrukci nutné tyto parametry určit lépe.



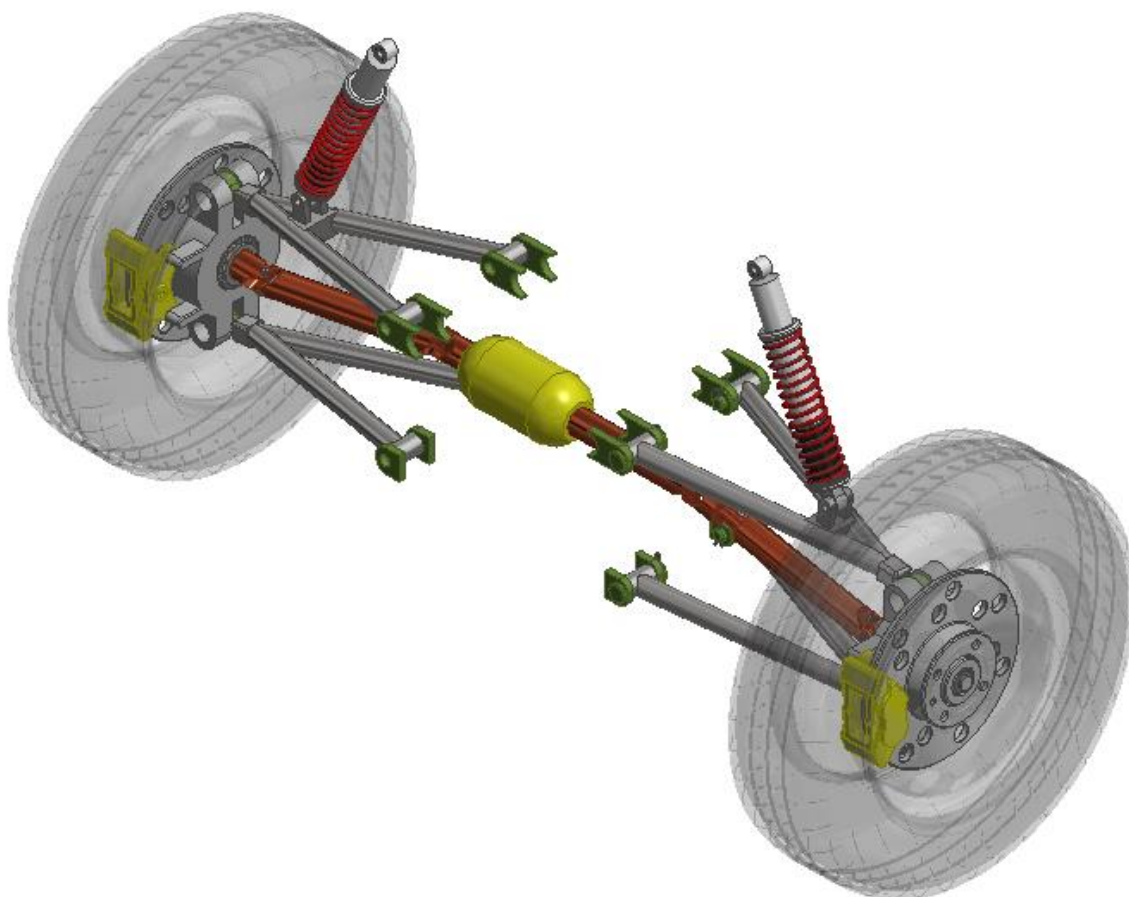
*Graf 4 – Změna geometrie zadní nápravy*



*Graf 5 – Změna výšky středu klopení zadní nápravy*

Tab. 6 - Rozměry komponent zadní nápravy

Délka spodního ramene	$l_{RS} = 360 \text{ [mm]}$
Délka horního ramene	$l_{RH} = 357 \text{ [mm]}$
Rozteč uchycení ramen v rámu	$r_R = 200 \text{ [mm]}$
Vzdálenost úchytnů navařených k rámu v horizontálním směru	$r_{RH} = 200 \text{ [mm]}$
Délka tlumiče	$l_T = 318 \text{ [mm]}$
Pružná délka tlumiče	$l_{pT} = 80 \text{ [mm]}$
Rozteč uložení ramen v těhlici	$l_{teh} = 198 \text{ [mm]}$
Výchozí nastavení odklonu kola	$Odklon = -1 \text{ [°]}$



Obr. 22 - Koncept zadní nápravy

## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vytvoření návodu pro konstrukční řešení terénní buggy s ohledem na co největší bezpečí a pohodlí řidiče. Výstupem této práce je koncepční návrh jednoduchého vozidla, který je dimenzován s přihlédnutím na některé směrnice EHK pro autokros a další evropské směrnice pro provoz vozidel na pozemních komunikacích.

Tato práce není úplný návod pro konstrukci tohoto vozidla, nýbrž pouhou inspirací. Pro úplnou konstrukci se doporučuje provést pevnostní a únavové kontroly veškerých nosníků, náprav ale hlavně kontrolu torzní tuhosti trubkového rámu. Rám je sice sestaven podle směrnic autokrosu, avšak pro provoz vozidla nemusí být dostatečné průřezy nosníků, které jsou použity v návrhu.

Úvodní část práce seznámí čtenáře s používanými koncepcemi zavěšení, odpružení a tlumení. Slovo se dostalo i na brzdovou soustavu, kde byly rozebrány dvě možné koncepce brzdových systémů, ale i vzorce pro jejich výpočet. Dalším probíraným tématem byly používané konstrukční části trubkových rámu vozidel pro autokros. Závěrem řešební části jsou jízdní odpory, jejich dopad na provoz vozidla a některé vztahy pro jejich výpočet. Jsou zde uvedeny všechny druhy jízdních odporů, avšak ve výpočetní části se počítalo pouze s některými.

Konečně, praktická část se věnuje samotnému konstrukčnímu řešení ve formě koncepčního návrhu. Nejprve bylo potřeba určit rozměry vozidla. Pro koncepci byl použit motor z motocyklu Honda CBR600 F2, kterému byly rozměry vozidla přizpůsobeny. Základní rozměry tedy nepřesáhly 3 metry na délku a 1,5 metru na šířku. Kromě určení základních rozměrů bylo potřeba pro další postup určit hmotnostní parametry, které se analyzovaly pomocí CAD softwaru, nebo přímo vážením součástí (např. motor). Celková hmotnost i s řidičem vyšla podle koncepce 445 kilogramů. Ze znalosti výše zmíněných parametrů se daly dopočítat veškeré jízdní odpory a potřebná hnací síla. Potřebný výkon pro kýžený provoz, který se sestával z konstrukční rychlosti 110 kilometrů za hodinu a zrychlení  $2,5 \text{ m.s}^{-2}$  pro jízdu na polních cestách byl vypočten na hodnotu 65 kW, což by mělo stačit, jelikož pro koncepci byl použit motor s výkonem 81 kW.

Následoval výpočet brzdového systému, který byl řízen kompletně podle evropských směrnic pro provoz na pozemních komunikacích. Bylo určeno minimální brzdné zrychlení, poté z něj brzdné síly, a nakonec rozdělení brzdných sil mezi přední a zadní nápravu s přihlédnutím na zvolený koeficient přilnavosti polních cest a tratí. Tento poměr vyšel ve prospěch přední nápravy 0,585, což znamená, že na přední nápravě bude skoro 59% veškeré brzdné síly.

Nakonec se práce věnuje koncepci zavěšení, odpružení a tlumení. Bylo zvoleno lichoběžníkové zavěšení s trojúhelníkovými rameny pro obě nápravy. Důvodem zvolení této koncepce je nenáročná manipulace se změnou kinematiky náprav, výborné jízdní vlastnosti, které jsou dány malou hmotností neodpružené hmoty. Kinematika zvolena v této práci není příliš přívětivá pro jízdní vlastnosti, proto by bylo dobré zajistit program, který dokáže vypočítat délky ramen a rozteče uložení v rámu. Jelikož nebyl možný přístup k takovému programu, tato práce spočívala v metodě „pokus-omyl“. Pro konstrukci se doporučuje optimalizace této části, pevnostní a únavovou kontrolu nosníků, ramen a všeho co je na tuto konstrukci použito.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JAN, Zdeněk. *Automobily - podvozky*. 4. Brno: Brno : Avid, spol. s r. o., 2012. ISBN 978-80-87143-24-7.
- [2] D. GILLESPIE, Thomas. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. B.m.: Warrendale : Society of Automotive Engineers, Inc., 1992. ISBN 1-56091-199-9.
- [3] *ELUC* [online]. [vid. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1482>
- [4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3.přepraco. Brno: Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [5] REICHL, Jaroslav a Martin VŠETIČKA. *Encyklopedie fyziky* [online]. [vid. 2019-04-03]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/index.php/main.article/view/162-tlumene-kmitani>
- [6] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. Brno: Brno : Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [7] *BRZDOVÁ SOUSTAVA* [online]. [vid. 2019-04-07]. Dostupné z: [http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2017/09/Brzdove\\_soustavy\\_motorovych\\_vozidel.pdf](http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2017/09/Brzdove_soustavy_motorovych_vozidel.pdf)
- [8] *(EHK/OSN) č. 13-H - Předpis Evropské hospodářské komise... / Esipa.cz* [online]. [vid. 2019-04-14]. Dostupné z: [https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42010X0831\(02\)](https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42010X0831(02))
- [9] *NÁRODNÍ TECHNICKÉ PŘEDPISY PRO AUTOCROSS* [online]. [vid. 2019-04-07]. Dostupné z: [https://www.autoklub.cz/wp-content/uploads/2018/11/autocross\\_technika\\_18.pdf](https://www.autoklub.cz/wp-content/uploads/2018/11/autocross_technika_18.pdf)
- [10] *CBR600RR Engine / 3D CAD Model Library / GrabCAD* [online]. [vid. 2019-04-25]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/cbr600rr-engine-1>
- [11] *Závitové tyče a spojovací materiál - Valenta ZT s.r.o.* [online]. [vid. 2019-04-07]. Dostupné z: <https://www.valentazt.cz/>
- [12] MILLIKEN, WILLIAM A MILLIKEN, Douglas. *Race Car Vehicle Dynamics*. 1st editio. B.m.: Warrendale: SAE, 1995. ISBN 1-56091-526-9.
- [13] *Honda CBR600F (F1, F2, F3, F4, F4i): review, history, specs - BikesWiki.com, Japanese Motorcycle Encyclopedia* [online]. [vid. 2019-04-03]. Dostupné z: [http://bikeswiki.com/Honda\\_CBR600F](http://bikeswiki.com/Honda_CBR600F)
- [14] *Dyno - Honda CBR600F PC35* [online]. [vid. 2019-04-11]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=r8u0giSZzGA>
- [15] *Základní kategorie vozidel* [online]. [vid. 2019-04-14]. Dostupné z: [http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2017/09/13\\_Rozdeleni\\_motorvoziel.pdf](http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2017/09/13_Rozdeleni_motorvoziel.pdf)

- [16] *Hotchkiss rear suspension [9] / Download Scientific Diagram* [online]. [vid. 2019-05-19]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/figure/Hotchkiss-rear-suspension-9\\_fig3\\_312057056](https://www.researchgate.net/figure/Hotchkiss-rear-suspension-9_fig3_312057056)
- [17] *Panhardská tyč – autolexicon.net* [online]. [vid. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/panhardska-tyc/>
- [18] *Freemantle straight-line linkage - Scott Russell linkage - Wikipedia* [online]. [vid. 2019-05-19]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Scott\\_Russell\\_linkage#/media/File:Freemantle\\_straight-line\\_linkage.jpg](https://en.wikipedia.org/wiki/Scott_Russell_linkage#/media/File:Freemantle_straight-line_linkage.jpg)
- [19] *Náprava De Dion – autolexicon.net* [online]. [vid. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-de-dion/>
- [20] *Nápravy* [online]. Dostupné z: [http://files.po-07.webnode.cz/200000873-733a174343/po2-to-06-02\\_napravy\\_vykyvne\\_\\_napravy.pdf](http://files.po-07.webnode.cz/200000873-733a174343/po2-to-06-02_napravy_vykyvne__napravy.pdf)
- [21] *Lichoběžníková náprava – autolexicon.net* [online]. [vid. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/lichobeznikova-naprava/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení
$a_B$	$[m \cdot s^{-2}]$	Minimální brzdové zrychlení podle EHK
$B$	$[N]$	Brzdná síla
$B_{max}$	$[N]$	Maximální brzdná síla
$B_p$	$[N]$	Brzdná síla přední nápravy
$B_{pmax}$	$[N]$	Maximální brzdná síla přední nápravy
$B_z$	$[N]$	Brzdná síla zadní nápravy
$B_{zmax}$	$[N]$	Maximální brzdná síla zadní nápravy
$c$	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost
$c_x$	$[-]$	Koeficient aerodynamického odporu
$f$	$[-]$	Koeficient valivého odporu
$F_k$	$[N]$	Hnací síla
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
$G$	$[N]$	Tíha
$i$	$[-]$	Směrnice blokovací přímky přední a zadní nápravy
$i_c$	$[-]$	Celkový převodový poměr
$i_f$	$[-]$	Finální převodový poměr
$i_p$	$[-]$	Primární převodový poměr
$i_{VI}$	$[-]$	Převodový poměr šestého převodového stupně
$K$	$[-]$	Součinitel rotačních částí
$l_{pT}$	$[m]$	Pružná délka tlumiče
$l_{RH}$	$[m]$	Délka horního ramene
$l_{RS}$	$[m]$	Délka spodního ramene
$l_T$	$[m]$	Délka tlumiče
$l_{teh}$	$[m]$	Rozteč uložení ramen v těhlici
$m$	$[kg]$	Hmotnost
$O_f$	$[N]$	Valivý odpor
$O_v$	$[N]$	Aerodynamický odpor
$O_z$	$[N]$	Odpor zrychlení
$P_k$	$[W]$	Hnací výkon
$r_R$	$[m]$	Rozteč uchycení ramen v rámu
$r_{RH}$	$[m]$	Rozteč úchytů navařených k rámu v horizontálním směru
$s$	$[m]$	Dráha
$sklon_p$	$[-]$	Sklon blokovací přímky přední nápravy
$sklon_z$	$[-]$	Sklon blokovací přímky zadní nápravy
$sklon_{zy}$	$[-]$	Sklon blokovací přímky zadní nápravy ve směru $y$
$S_x$	$m^2$	Plocha získaná čelní projekcí vozidla



$t_1$	[s]	Čas konstantní rychlosti při brzdění
$t_n$	[s]	Čas náběhu systému
$t_p$	[s]	Čas prodlevy systému
$v$	[km·h <sup>-1</sup> ]	Rychlost
$z$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Poměrné zpomalení
$Z$	[N]	Brzdná síla vypočítaná z momentové rovnice
$Z_p$	[N]	Brzdná síla přední nápravy vypočítaná z momentové rovnice
$Z_z$	[N]	Brzdná síla zadní nápravy vypočítaná z momentové rovnice
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Vlastní úhlová frekvence
$\mu$	[-]	Koeficient přilnavosti
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1 – Rendrované obrázky vozidla

Příloha 2 – Rendrované obrázky trubkového rámu

## Příloha 1 – Rendrované obrázky vozidla



## Příloha 2 – Rendrované obrázky trubkového rámu

